# TECHNIKA SAMOCHODOWA

ORGAN KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW POLSKICH



Nr 2 WARSZAWA, LUTY 1939 1 zł




# IES

## I. SIKORA

**Wytwórnia**
**Części**
**i Uszczelnień**
**samochodowych**

**WARSZAWA**
**ul. SOLEC 87**

**tel. 272-39**

Skład fabryczny i sprzedaż „MAGNET" Warszawa, Złota 5

---

**ZJEDNOCZONE CHRZEŚCIJAŃSKIE WYTWÓRNIE SPRĘŻYN Spółka z o. o.**

WARSZAWA STALOWA 55 TEL. 10-04-37

## SPRĘŻYNY

Wszelkiego rodzaju, technicznie wysokowartościowe
Laboratorium metaloznawcze i nowoczesna obróbka cieplna

---

Najpewniejsze
**CEWKI**
**SYGNAŁY**
**•SWEL• K. Zakolski**
WARSZAWA • Grochowska 278 • tel. 10-31-75

Jako ostatnią
**nowość**
produkujemy
**nieprzegrzewające się cewki**
**z ogranicznikiem prądu**
dla bardzo ciężkich warunków pracy (Fiat 621 i inne)

Dodatkowy zacisk ułatwia rozruch w zimie

---

**WYTWÓRNIA RESORÓW SAMOCHODOWYCH**

# A. S. FILIPOWICZA

**we Lwowie, ul. Janowska l. 80 — telef. 274-99**

**RESORY DO RÓŻNYCH TYPÓW STALE NA SKŁADZIE.**

Rok V Warszawa — luty — 1939 Nr 2

# TECHNIKA SAMOCHODOWA

MIESIĘCZNIK
ORGAN KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Redaktor odpowiedzialny: inż. Jerzy Werner. — Wydawca: Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników Polskich

## Treść nr 2

# ROZWÓJ I PRZYSZŁOŚĆ TURBINY SPALINOWEJ

Zasadniczymi wadami maszyn, w których ruch postępowy tłoka przekształca się na ruch obrotowy wału korbowego, za pośrednictwem układu korbowego, są przede wszystkim względnie duże wymiary i ciężary, nierównomierność ruchu, mała szybkość obwodowa wału.

Części niedoskonałego mechanizmu korbowodowego — tłok i korbowód, wykonywując ruch prostolinijny zwrotny powodują powstawanie sił bezwładności 1-go, 2-go i wyższego rzędu, co ogranicza możność osiągnięcia dużych ilości obrotów, a przez to samo dużych mocy jednostkowych (ilość KM z 1 l.) w jednym agregacie. Wady te posiadają, jak wiadomo, zarówno tłokowe maszyny parowe jak i takież silniki spalinowe.

Maszyny wirnikowe jak trubina parowa pracując na innej zasadzie nie posiadają tych niedogodności i dla tego osiągają znacznie większe szybkości elementów roboczych od tłokowych maszyn parowych i silników spalinowych. Brakiem turbiny parowej, w przeciwieństwie do wyżej podanej niezaprzeczalnej zalety, jest jej mniejsza sprawność ogólna (łącznie z kotłem parowym) w stosunku do silników wysokoprężnych.

Dążenie do stworzenia silnika, łączącego w sobie obie wyżej wyszczególnione cechy dodatnie, a więc szybkobieżność turbiny parowej z wyższą sprawnością ogólną silników spalinowych, a wysokoprężnych w szczególności, doprowadza do zrodzenia się koncepcji t u r b i n y  s p a l i n o w e j.

Problem turbiny spalinowej, jako zagadnienie techniczne, jest historycznie rzecz biorąc, problemem starym. Nie bacząc jednak na wielką ilość prac, wykonanych przez wybitnych badaczy i konstruktorów, oraz na dodatnie z punktu widzenia zasadniczego wyniki, otrzymane przez Holzwarta przy budowie i badaniu cześciu jego doświadczalnych turbin spalinowych, nie znane są fakty, by turbina spalinowa w ogóle gdziekolwiek pracowała, poza laboratorium, już jako maszyna niedoświadczalna.

Jednakże zainteresowanie tym problemem pośród badaczy i wynalazców jest do dziś dnia bardzo wielkie.

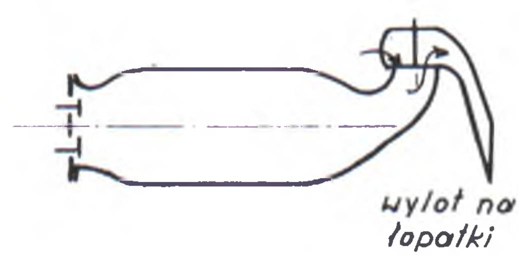
Zestawienie obiegu pracy tłokowego silnika spalinowego z możliwymi obiegami pracy turbiny spalinowej, pozwala na stwierdzenie dużych rozbieżności.

W tłokowym silniku spalinowym powietrze, lub mieszanka zasysane są do cylindra przy ciśnieniu bliskim do atmosferycznego, a dopiero przy następnym suwie zostają sprężone, poczym mieszanka spalona. Do komory zaś spalania turbiny spalinowej, mieszanka musi być dostarczona już w  s t a n i e  p r z y g o t o w a n y m  d o  s p a l e n i a tj. w stanie sprężonym, Uzyskuje się to za pośrednictwem specjalnych sprężarek.

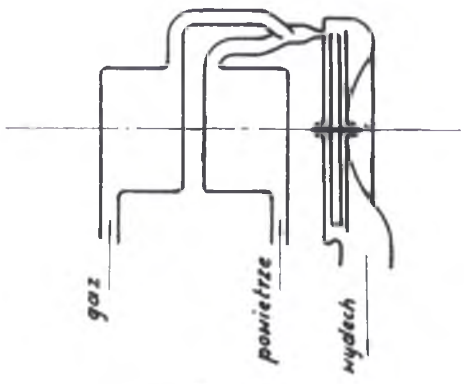
Doprowadzanie mieszanki palnej do komory spalania turbiny spalinowej może odbywać się bez przerw lub z przerwami. W pierwszym wypadku na wirnik turbiny oddziaływa stale strumień gazów spalinowych, jako skutek stałego doprowadzania ciepła do komory spalania, gdyż mieszanka palna dopływa również bez przerw.

W drugim wypadku, tj. przy doprowadzaniu mieszanki palnej do komory spalania turbiny z przerwami, oddziaływanie spalin na wirnik będzie również nie stałe, lecz z przerwami. Opierając się na tych właściwościach turbin spalinowych, klasyfikuje się je w myśl poglądów Geneza — „Die Arbeit an die Gas und Oelturbinen" — 1924 r., według sposobu doprowadzenia mieszanki palnej, na turbiny spalinowe o działaniu *ciągłym* i *nieciągłym*.

Proces pracy w turbinie spalinowej o działaniu *nieciągłym* jest nieco zbliżony do procesu pracy w silniku tłokowym. Schemat takiej turbiny podany jest na rys. 1. Sprężona mieszanka palna zapala się w komorze spalania. Poczym otwiera się dopływ do dysz, przez które spaliny dopływają do wirnika; w tym czasie prężność i szybkość spalin stopniowo maleją. Dla zapewnienia następnego napełnienia komory spalania świeżą mieszanką, bez obniżenia jej prężności, dostęp mieszanki do komory spalania otwiera się w chwili, gdy ciśnienie w komorze spalania zrówna się z prężnościa mieszanki, stanowiącej następny ładunek. Dopływająca mieszanka, względnie przedmuchujące powietrze wypycha resztki gazów spalinowych w kierunku do dysz. Po napełnieniu się komory spalania świeżą mieszanką dopływ jej zostaje zamknięty, po czym następuje jej zapalenie itd. Dopóki komora spalania jest otwartą, ciśnienie przed dyszami i szybkość przepływu spalin są stałe. Z chwilą zamknięcia komory spalania następuje nowe doprowadzenie ciepła, ciśnienie wzrsta do wielkości ciśnienia zapłonu, po czym komora otwiera się w kierunku do dysz i zaczyna się następny cykl. Z wykresu ciśnień odnoszącego się do turbiny Holzwart'a widać, że doprowadzenie mieszanki




Rys. 1.




Rys. 2.

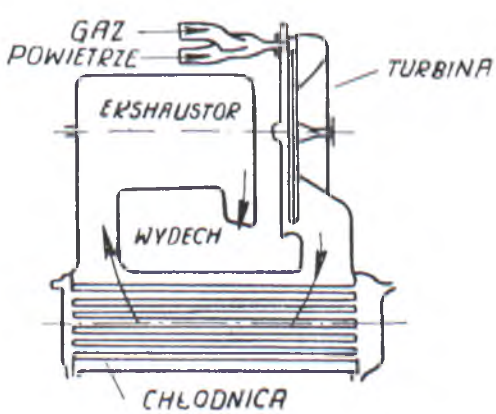
dokonywa się tu pod ciśnieniem wyższym od atmosferycznego; podczas zapłonu, przy zamkniętym dostępie do dysz, ciśnienie znacznie wzrasta, ponieważ zawór *D* jest przy tym zamknięty.

Dalsze spalanie się i rozprężanie odbywa się już przy otwartym zaworze *D*, przy czym ciśnienie w komorze stopniowo maleje. Po „przepłókaniu" komory obieg zaczyna się od początku.

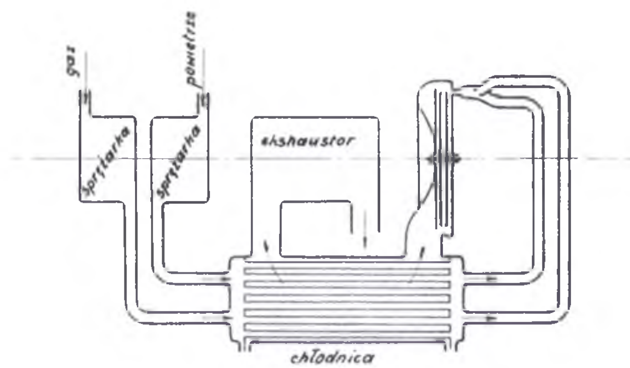
Schemat turbiny spalinowej *ciągłego* działania widzimy na rys. 2. Podstawowymi częściami jej są:

a) Sprężarki (ze względów bezpieczeństwa oddzielne dla gazu i powietrza),
b) Komora spalania,
c) Właściwa turbina.

Zamiast dwóch oddzielnych sprężarek może być zastosowany smoczek, wysysający z turbiny gazy spalinowe i następnie sprężający je do wielkości ciśnienia atmosferycznego. Schemat tej odmiany turbiny spalinowej podany jest na rys. 3. Przy tym schemacie konstrukcyjnym sprężarka staje się zbędną, ponieważ powietrze dopływa do komory spalania już pod ciśnieniem atmosferycznym, dostatecznym w stosunku do panującego tam w odpowiednich momentach podciśnienia. Z punktu widzenia bowiem termodynamiki obojętnym jest, czy proces przebiega przy ciśnieniu wyższym lub niższym od atmosferycznego, pod warunkiem jednoznaczności praw rozprężania się i sprężania, oraz równości stopnia sprężania i rozprężania.




Rys. 3.




Rys. 4.

Możliwa jest również i trzecia odmiana turbiny spalinowej, mianowicie *stałego* działania z zastosowaniem sprężarek do powietrza i gazu, oraz smoczka do wydechu.

Schemat takiego układu turbiny spalinowej *stałego* działania podany jest na rys. 4.

Podstawowymi przeszkodami na drodze realizacji przyszłego rozwoju turbin spalinowych są:

1. Wysoka temperatura (ponad 1000°) powstająca w komorze spalana i jej wpływ na łopatki wirnika turbiny.

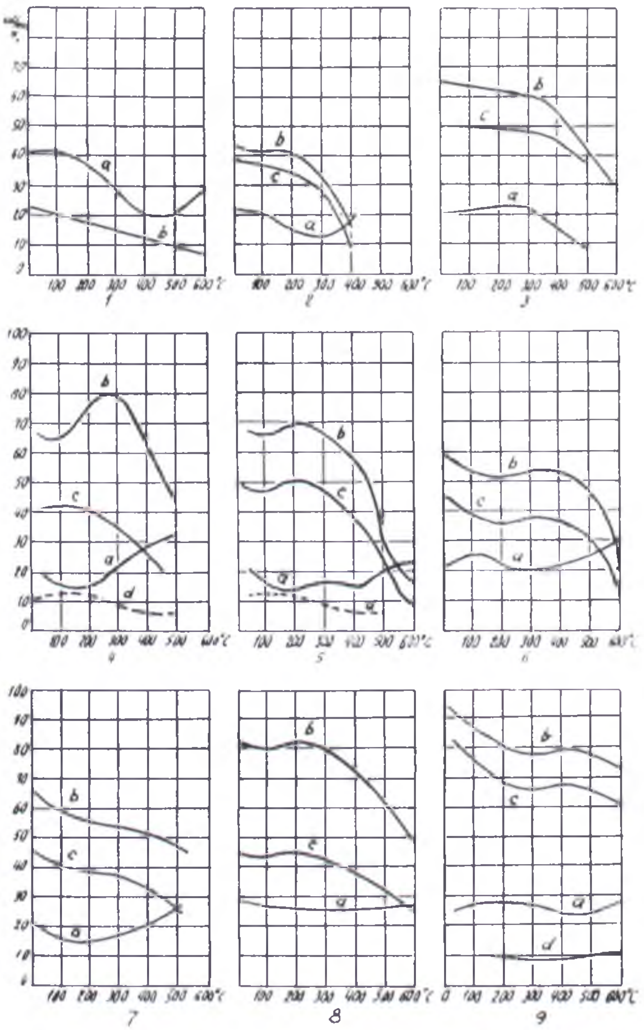
2. Brak materiału, któryby pod wpływem tej temperatury nie tracił swych właściwości wytrzymałościowych.

3. Znaczne straty energii mechanicznej na sprężarki, względnie smoczki. Przy określaniu bowiem wielkości mocy użytecznej na wale turbiny, moc absorbowana przez sprężarkę, względnie i smoczek, odejmuje się od całości. Im więc mniej mocy pochłoną sprężarki, tj. im większa będzie ich sprawność, tym wyższa będzie sprawność turbiny spalinowej. Ponieważ we współczesnych turbinach spalinowych bardzo znaczną część mocy traci się właśnie na sprężarkę, rozwiązanie problemu możliwości wstępnego sprężania mieszanki palnej, przed doprowadzeniem jej do komory spalania turbiny, kosztem możliwie najmniejszej mocy jest zasadniczym warunkiem możliwości pomyślnego rozwoju turbin spalinowych.

Łopatki wirnika turbiny spalinowej muszą, podobnie jak łopatki turbiny parowej, przede wszystkim sprostać następującym warunkom:

a) Zachować dostateczną trwałość przy pracy w wysokiej temperturze.
b) Posiadać jednolitość struktury materiału.
c) Powinny być wolne od wewnętrznych naprężeń, aby móc wytrzymywać obciążenia powstające na skutek działania sił odśrodkowych.
d) Powinny być odporne na erozję i korozję.

Poza tym, materiał przeznaczony na łopatki powinien być kowalny, możliwy do obróbki mechanicznej i odporny na zmęczenie, a nie powinien utleniać się w wysokich temperaturach, i co najważniejsze, nie może posiadać właściwości „puchnięcia". Spełnienie tych warunków jest niezbędne dla osiągnięcia pewności działania i trwałości tur-



Rys. 5.

OBJAŚNIENIE DO RYS. 5.

Wykres 1 Miedź o przekroju okrągłym.
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie

Wykres 2 Mosiądz o przekroju łopatkowym
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie
c granica sprężystości

Wykres 3 Monel o przekroju łopatkowym
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie
c granica sprężystości

Wykres 4 Stal węglista o 0,4% C w przekroju łopat.
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie
c granica sprężystości
d udarność

Wykres 5 5% stal niklowa o przekroju łopatkowym
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie
c granica sprężystości
d udarność

Wykres 6 5% stal niklowa, przekrój okrągły
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie
c granica sprężystości

Wykres 7 Stal nierdzewna miękka VM o przekroju łopatkowym
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie
c granica sprężystości

Wykres 8 A T V
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie
c granica sprężystości

Wykres 9 Stal chromo - niklowo - molibdenowa o przekroju okrągłym
a wydłużenie,
b wytrzymałość na rozerwanie
c granica sprężystości
d udarność

biny spalinowej. Na wykresach (rys. 5) widzimy zależność wielkości spadku właściwości wytrzymałościowych od temperatury dla materiałów stosowanych obecnie na łopatki wirników turbin parowych. Niestety, żaden z nich nie nadaje się do wykonania łopatek wirnika turbiny spalinowej. W turbinach parowych wysokiego ciśnienia za temperaturę graniczną przyjęto uważać temperaturę 450° — 500°. Dalsze możliwości podwyższenia tej temperatury uzależnione są od postępów w technologii materiałów. Materiałem o bardzo wysokiej odporności na działanie wysokich temperatur jest stop o następującym składzie chemicznym:

Ni — 65 części wagowe
Cr — 15 „ „
Fe — 10 „ „
Mo — 7 „ „

Stop ten był wypróbowany przez Holzwart'a w jego próbnych turbinach, i po długotrwałych badaniach wykazał cechy wytrzymałościowe, podane w tablicy I.

Tablica I.

| Temperatura w °C | Wytrzym. na rozerwanie kg/mm² | Wydłużenie w % | Granica sprężystości w kg/mm² | Udarność w kg/mm² | Twardość w stop. Brinella |
|---|---|---|---|---|---|
| 300 | 79 | 32 | 41 | 48 | 143 |
| 400 | 75 | 35 | 38 | 45 | 130 |
| 500 | 67 | 42 | 30 | 40 | — |
| 600 | 54 | 53 | 23 | 36 | — |

Odporność na utlenianie się tego stopu przy 1000° równała się 400-krotnej odporności żelaza przy 800°. Pod względem możliwości obróbki mechanicznej był on zbliżony do stali. Zasadniczą zaś jego cechą była bardzo mała skłonność do „puchnięcia". Właściwość ta określa się przez wielkość maksymalnego obciążenia przy określonej temperaturze, pod którym materiał może się znajdować nieskończenie długo, nie wykazując odkształceń trwałych. Otóż łopatka o długości 50 mm wykonana z tego materiału, po 10.000 godzinach pracy przy obciążeniu 300 kg/cm² i temperaturze 800°, wykazała zwiększenie długości zaledwie o 1,63 mm. Przy innej zaś zawartości molibdenu,

takaż łopatka, w tych samych warunkach badania, wykazała wydłużenie 12,1 mm, co było już nie do przyjęcia.

Niżej podana tablica II, zawiera dopuszczalne obciążenia dla wydłużenia 1%, przy różnej ilości godzin pracy w temperaturze 700°.

Tablica II.

| Ilość godzin pracy | Dopuszczalne obciążenie w kg cm² |
|---|---|
| 10.000 | 515 |
| 20.000 | 456 |
| 50.000 | 575 |

Na rys 6 widzimy podłużny przekrój łopatki, wykonanej z powyższego materiału, przekrój łopatki płaszczyzną III — III, rozwinięcie przedniej części tejże łopatki i wreszcie — rozwinięcie jej tylnej powierzchni.

Ponadto na rys. 6 podane są wielkości temperatur w poszczególnych miejscach zewnętrznej strony łopatki, w ustalonych warunkach pracy. Strumień spalin posiadał temperaturę 800° C. Jak wynika z rysunku 6, miejsce maksymalnych temperatur znajduje się pośrodku łopatki. Natomiast najchłodniejsze są miejsca przy krawędziach.

Krzywa środkowa na rys. 6 posiada największe znaczenie z punktu widzenia oceny odporności materiału. Wskazuje ona bowiem średnią wielkość temperatury w każdym przekroju łopatki. Krzywa 5 wskazuje wielkość skłonności do „puchnięcia", w zależności od temperatury, krzywa 1 — sumaryczne naprężenie w łopatce od ciśnienia spalin i siły odśrodkowej, (odcięte — wysokość łopatki od zamku, rzędne — naprężenia).

Z opublikowanych dotąd obliczeń wynika, że sprawność turbiny spalinowej zależy przede wszystkim od temperatury doprowadzonego do turbiny gazu i od właściwości zastosowanej sprężarki.

W budowie sprężarek osiągnięto w ostatnich czasach znaczny postęp np. wielkie turbosprężarki osiągają obecnie sprawności ok. 65 — 70%.

Istnieje również cały szereg sposobów obniżenia temperatury komory spalania i łopatek turbiny spalinowej.

Np. przez a) dodawanie do gazu wody lub pary, b) zwiększenie nadmiaru powietrza w mieszance, c) chłodzenie elementów składowych turbiny spalinowej. Rozpatrzymy po kolei szczegółowo wyżej podane sposoby obniżenia temperatury.

## Dodanie wody i pary

Sposób „dodawania wody" znajduje zwolenników pośród wielu wynalazców: „Towarzystwo akcyjne turbomotorów" we Francji, Deutz, Holzwart i inni dokonali wielu doświadczeń w tej dziedzinie.

Holzwart doszedł do wniosku, że, dodawanie wody do wewnętrznego procesu turbiny w bardzo znacznym stopniu obniża jej trwałość. Oprócz tego obniża się przez to zawartość ciepła w gazie o ilość niezbędną do zamiany dodanej wody w parę. Ponieważ stanowi to ilość dość znaczną w stosunku do ogólnej ilości ciepła zawartego w gazie, przeto powoduje to znaczne zmniejszenie sprawności ogólnej turbiny.

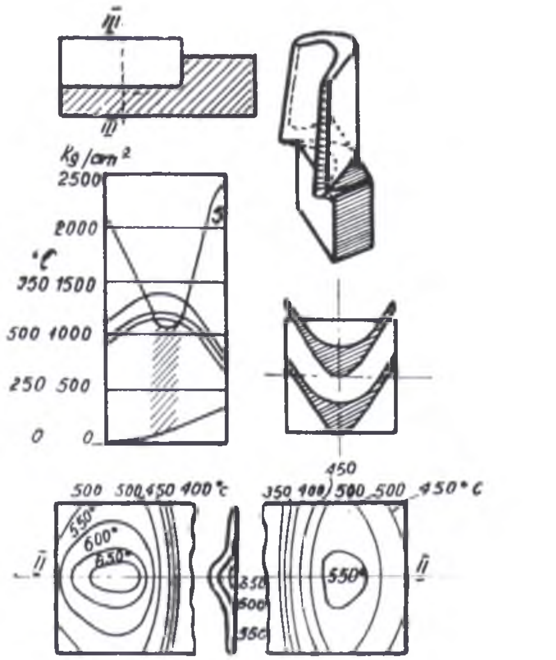
Według Stodoli przy założeniu sprawności sprężarki i wirnika — 66%, ogólna sprawność turbiny obniża się o 15% przy dodaniu 1 kg wody na 30 kg gazu. O ile przy tych samych pozostałych warunkach dodatek wody wynosiłby 4 kg turbina byłaby w stanie jedynie ruszyć z miejsca swoją sprężarkę. Przy takich dodatkach wody końcowa temperatura gazu obniża się z 650° odpowiednio do 575° i 370°. Niżej podana tablica III zawiera parametry stopniowej turbiny spalinowej z wtryskiem wody do komory spalania według danych Ostertaga.

Tablica III.

| Ilość pary w kg w stosunku do 29 kg produktów spalania | 4 | 6 | 8 |
|---|---|---|---|
| Ilość pary w kg . . . | 0,138 | 0,207 | 0.276 |
| Stosunek prężności para gaz . . . . . | 0,222 | 0.333 | 0.444 |
| Ilość pary w stosunku do ilości gazu . . . | 0,222 | 0,333 | 0,444 |
| Parcialne ciśnienie pary | 5,45 | 7,5 | 9,2 |
| Cieplik pary nasyconej kal/kg . . . . . . | 658,4 | 661,7 | 663,5 |
| Temperatura pary . . | 157,4 | 167,0 | 175,5 |
| Ciepło zawarte w parze kal mol . . . . . | 2660 | 3990 | 5300 |
| Wartość opałowa kal mol . . . . . . | 6120 | 4610 | 3320 |
| Ogólny spadek cieplika kal/mol . . . . . | 240,6 | 209,5 | 177,7 |
| Teoretyczna szybkość 1-go stopnia w m/sek | 870 | 780 | 700 |
| Średni ciężar molekularny . . . . . . | 27 | 26,3 | 25,6 |
| Constanta *bm* pojemności cieplnej . . . | 0,00164 | 0,00175 | 0,00183 |
| Stosunek mocy $\frac{N_n}{N_i}$ . . | 0,545 | 0,59 | 0,68 |
| Temperatura przy końcu spalania T abs . . | 1280 | 1067 | 913 |
| Temperatura wydech. w °C . . . . . . . | 470 | 374 | 280 |
| Zużycie paliwa w gr KM/godz . . . | 218 | 235 | 262 |
| Sprawność ogólna w % | 28,7 | 26,6 | 23,9 |

Podane w tablicy III dane odnoszą się do turbiny spalinowej o następujących danych:

| | |
|---|---|
| Paliwo — olej gazowy o wartości opałowej | 10000 kal/kg |
| Współczynnik nadmiaru powietrza | 2 |




Rys. 6.

| | | | |
|---|---|---|---|
| Sprawność sprężarki tłokowej | | | 0,7 |
| Bezsprężarkowy silnik o zużyciu paliwa (sprężanie izotermiczne) | | | 0,174 gr KM godz. |
| Ciśnienie sprężania | p | — | 30 at. |
| Ogrzanie powietrza gazami wydechowymi | 27° | — | 227°C |
| 3 stopnie ciśnienia | I 30 | — | 10 at. |
| | II 10 | — | 3 at. |
| | III 3 | — | 1 at. |
| Sprawność trubiny | η | — | 0,65 |

## Zwiększenie nadmiaru powietrza

Nie bacząc na to, że przy pierwszych próbach realizacji problemu turbiny spalinowej (Stolze. Schefer, Kaplan, Bronechoze i w szczególności Wegener i Dalnuie) stosowanie nadmiaru powietrza nie dało pożądanego wyniku, to jednak wyniki tych prac odegrały doniosłą rolę dla dalszych prac nad tym zagadnieniem.

W celu osiągnięcia znaczniejszego obniżenia temperatury, nadmiar powietrza powinien być bardzo znaczny tj. wielokrotnie większy od teoretycznie niezbędnego.

Doprowadzenie takiej ilości powietrza turbosprężarką wymaga znacznego zwiększenia jej mocy, prócz tego, w tym wypadku ciepło gazu nie może być wykorzystane do nagrzania powietrza do odpowiedniej temperatury i przekształcone na pracę. Wskutek obu wyżej przytoczonych okoliczności sprawność turbiny spalinowej się obniża.

## Rozszerzenie się gazu

Trzeci sposób polega na dalekoidącym przedłużeniu procesu rozprężania się gazu, co sprzyja obniżeniu temperatury pracujących części turbiny. Rozprężanie się to jest jednak również ograniczone, ponieważ szybkość wypływu gazu z dyszy i powodowane tym naprężenia cieplne wirnika nie powinny przekraczać określonej wielkości, a to w celu utrzymania turbiny w potrzebnych granicach szybkości obwodowej, uwarunkowanych mechanicznymi cechami materiału wirnika. Praktyczne próby Zukke'go turbiny z rozszerzającymi się dyszami dały mało zadawalniające wyniki w sensie możliwości obniżenia temperatury gazu w dyszach.

## Chłodzenie materiału

Czwartym środkiem obniżenia temperatury jest chłodzenie poszczególnych elementów wodą. Jednakże sposób ten powoduje znaczne obniżenie się sprawności turbiny.

W celu zmniejszenia wad tego systemu chłodzenia ograniczono ilość wody do takiej, któraby zdążyła przetworzyć się w parę, wykorzystaną następnie do pracy w turbinie niskiego ciśnienia.

Z pośród eksperymentatorów w tym zakresie należy wymienić Wedekinda (1906 r.), Zemller'a i Zemala (1912 r.), Holzwart'a (1932 r.) i B. B. C. (1935 r.) Chłodzenie komory spalania i łopatek turbiny spalinowej jest przedmiotem bardzo wielu patentów.

Oprócz wodnego chłodzenia łopatek turbiny, w ostatnich czasach wyraźnie zaznacza się tendencja przejścia na chłodzenie powietrzne.

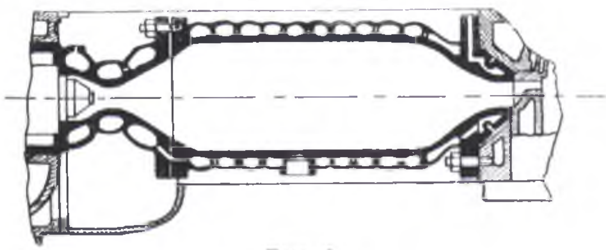
Na rys. 7 uwidocznione jest urządzenie do chłodzenia łopatek kierownic i wirników turbin spalinowych. Ciecz chłodząca obiega promieniowo od wnętrza koła, w kierunku pustej we środku łopatki i za pośrednictwem kanałów łącznikowych wychodzi z powrotem z grupy łopatek pracujących.

Łopatki kierownic chłodzone są oddzielnie potokiem cieczy chłodzącej, płynącym do kanału i wychodzącym z kanału. Kierunek potoku chłodzącego jest odwrotny w stosunku do kierunku obrotów wirnika turbiny. Cechami ujemnymi tego, skądinąd oryginalnego urządzenia, są: skomplikowana konstrukcja i duża strata energii na doprowadzenie i poruszanie potoku cieczy chłodzącej.

W roku 1930 Holzwart zaproponował chłodzenie komory spalania za pośrednictwem cieczy, przepływającej przez pierścieniowe kanały w komorze. Przekrój podłużny tego urządzenia uwidoczniony jest na rys. 8. Woda chłodząca pod ciś-



Rys 7



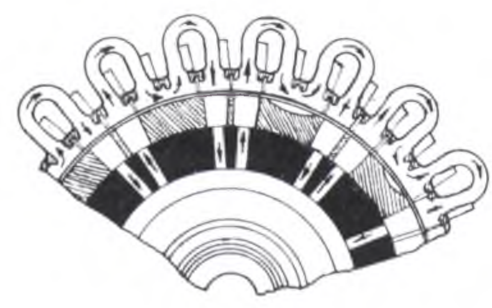
Rys. 8.

nieniem przepływa przez kanały, chłodząc przede wszystkim gazy wylotowe o wysokiej temperaturze. Wykonanie takiej komory nastręcza jednak poważne trudności.

Oryginalna konstrukcja chłodzenia łopatek zaproponowana została przez firmę Brown Boveri — rys. 9. W tym wypadku sprężone i ostudzone powietrze przechodzi przez puste wewnątrz łopatki pracujące, a następnie trafia do łopatek kierowniczych, jak to oznaczono strzałkami. Po wyjściu z nich skierowuje się do drugiego rzędu łopatek wirujących, chłodząc je od zewnątrz. Zaletą tego sposobu jest chłodzenie łopatek od wewnątrz i od zewnątrz.

Poraz pierwszy turbina spalinowa znalazła zastosowanie praktyczne jako silnik do torped. Zaznaczyć jednak należy, że nie jest to turbina spalinowa w ścisłym tego słowa znaczeniu, ponieważ jest zasilana sprężonym powietrzem, z butli, bez sprężania go sobie kosztem własnej pracy. Stosunkowo niedługi okres czasu, jaki musi pracować silnik o tym przeznaczeniu, oraz obecność sprężonego powietrza powoduje, że zastosowanie w tych warunkach turbiny spalinowej zapewnia torpedzie możność przebycia większego odcinka drogi. i z większą szybkością w porównaniu do możliwości jakie dają inne systemy napędu.

Ciekawym jest, że w Ameryce, według danych M. Burr'a już w 1905 r. torpeda z turbiną Bliss-Adawit o mocy 110 KM przy 1200 obr/min i ciśnieniu powietrza w zbiorniku 150 atm. osiągnęła podczas prób szybkość równą 36 węzłów. Tym można uzasadnić, że już w 1906 r. Ministerstwo Spraw Wojskowych Stanów Zjednoczonych udzieliło wojskowym zakładom przemysłowym zamówienia na 300 torped z turbinami spalinowo-powietrznymi Bliss o mocy 130 KM. Badania i próby przystrzeliwania tych torped już wtedy udowodniły ich wyższość nad torpedami Whithed'a. Szereg państw poza Ameryką interesował się również turbiną spalinową jako silnikiem do torped. Wybitny francuski specjalista w dziedzinie torped Alfred Barbez udowodnił, że turbina w zastosowaniu do torpedy, przy jednakowym pełnym ciężarze torpedy i zużyciu powietrza, pozwoli na uzyskanie 4½ krotnie większej mocy niż zwykły silnik Whithed'a. Parę lat temu francuska wytwórnia Schneider - Creusot zbudowała parę turbin przeznaczonych do torped. W turbinach tych w denku komory sprężania znajdowała się rurka doprowadzająca sprężone powietrze, kran doprowadzający wodę chłodzącą, dysza ze świecami zapłonowymi i rurociąg paliwa. Gaz z komory spalania doprowadza się do czterech dysz (o średnicy 12 mm), po czym do łopatek dwóch wirników, obracających się, w celu wyeliminowania zjawisk giroskopowych, w przeciwne strony. Ilość obrotów wirników wynosiła 14000 na minutę i za pośrednictwem przekładni kół zębatych redukowała się do 1500 obr/min tj. do ilości obrotów wałków napędowych. Przy czasie pracy 80 sek. turbina wykazywała moc 120 KM (przy stosunku ciśnień równym 6). Zużycie powietrza wynosiło 28, wody 11 i paliwa 1,6 kg na cały, wymieniony okres pracy.



Rys. 9.

Ciężar turbiny wraz z komorą sprężania wynosił 72 kg tj. około 0,6 kg/1KM.

Największa długość 45 cm przy obrysiu i kształcie przystosowanym do 45-o centymetrowej torpedy.

W Saint Denis przeprowadzone były próby turbiny spalinowej przeznaczonej jako silnik do torpedy. Turbina ta pracowała na nafcie. Wyniki badań podane są w poniższej tablicy:

Tablica IV.

| Parametry badania | 1-sze badanie | 2-gie badanie | 3-cie badanie | 4-te badanie | 5-te badanie |
|---|---|---|---|---|---|
| Czas badania sek . . . . | 39 | 35 | 35 | 51,5 | 51,5 |
| Ciśnienie początkowe w zbiorniku powietrza kg/cm² . . . . . . | 18 | 18 | 18 | 18 | 18 |
| Ciśnienie w rurze wydechowej kg/cm² . . . . | 0 | 0,4 | 0,5 | 0,4 | 0,4 |
| Ciśnienie w komorze spalania kg/cm² . . . . . | 5,75 | 6,8 | 6,8 | 4,8 | 4,8 |
| Ciśnienie w zbiorniku nafty i wody kg/cm² . . | 7,5 | 7,8 | 7,8 | 5,8 | 5,8 |
| Ogólne zużycie powietrza w kg . . . . . . | 14,4 | 13,6 | 12,2 | 13,05 | 13 |
| Zużycie powietrza w gr/sek | 369 | 389 | 349 | 255 | 255 |
| Zużycie wody w gr/sek . | 141 | 128 | 122 | 116 | 125 |
| Zużycie nafty w gr/sek . | 22,5 | 23,5 | 27,5 | 22,5 | 22 |
| Temperatura gazów wydech. w °C . . . . . | 19 | 20 | 20 | 20 | 20 |
| Ciśnienie barometr. w mm słupa rtęci . . . . . | 768 | 769 | 759 | 759 | 759 |
| Ilość obrotów na min. . . | 1560 | 1500 | 1520 | 1250 | 1250 |
| Moc efektywna w KM . . | 180 | 138 | 146 | 75 | 75 |

Maksymalne ciśnienie w zbiorniku ograniczono do 18 kg/cm² ze względu na zastosowanie, dla doprowadzenia nafty, jedno stopniowej niewielkiej sprężarki, nie mogącej wytworzyć większego ciśnienia. Zbiornik powietrza zawiera powietrze sprężone do 150 atm. Ciśnienie to następnie redukowało się do wyżej podanej w przybliżeniu wielkości.

Rozwiązanie problemu turbiny spalinowej zależy nie tyle od wykorzystania ostatnich teoryj termodynamiki, ile raczej od postawienia na wyższym poziomie doświadczeń nad zachowaniem się gazów w wysokiej temperaturze, jak również od wynalezienia materiałów, których właściwości odpowiadałyby specyficznym warunkom pracy turbiny spalinowej. Teoretyczne badanie tych problemów sprzyja wykryciu drogi, na której najłatwiej da się osiągnąć stworzenie i ulepszenie konstrukcji turbiny spalinowej. W wypadku ujemnego wyniku dociekań teoretycznych wskażą one drogę, na której nie należy spodziewać się sukcesu. Obecnie w celu rozwiązania zagadnienia turbiny spalinowej należy dążyć w następujących kierunkach:

1. Opanowanie procesu pracy turbiny spalinowej, w szczególności z cieplnego punktu widzenia. Zbadanie zjawiska wymiany ciepła w granicznych warstwach kierownic i wirników turbiny, oraz określenie wielkości panujących w nich naprężeń i przepływu strumieni gazów!

2. Opanowanie sposobu przygotowania mieszanki. Ponieważ sprężarki pochłaniają znaczną część mocy instalacji — dążenie do stworzenia sprężarki szybkobieżnej o zwiększonej sprawności, wykorzystującej ciepło gazów spalinowych.

3. Ulepszenie materiałów łopatkowych, gdyż temperatura łopatek turbiny spalinowej wynosi 800° — 1000°, materiały zaś obecne już przy wzroście temperatury do 600° posiadają zmniejszoną wytrzymałość na rozerwanie i niższą granicę płynności.

4. Zbadanie procesów hydrodynamicznych, w celu ustalenia optymalnych warunków napełniania komór powietrzem i gazem, oraz przebiegu procesów zachodzących w organach rozdzielczych i regulacyjnych turbiny spalinowej.

*W. R.*

## Literatura i źródła

[1] Inż. Wołoszyn i inż. Nikitin, „Problem turbiny spalinowej“, *nr 8 — 9 38 Dizieliestrojenije.*

[2] Barkow, „Studien zur Frage der Gasturbine 1905 j.“

[3] Zeitschrift für d. gesamte Turbinenweser — 1905 r. str. 377, 1906 r. str. 112.

[4] Stodola, „Die Dampf und Gasturbine“.

[5] P. Ostertag, „Die Entropie Diagramme des Verbrennungsmotoren“ — 1928 r.

**Inż. Konrad Kornfeld**
*Koło Inż. Sam SIMP.*

# USZKODZENIA STALI PODCZAS SZLIFOWANIA

Patrząc na pracę szlifierki rzadko kiedy zdajemy sobie sprawę z tego, że wylatujące spod tarczy iskry są niczym innym, jak bardzo silnie rozgrzanymi cząstkami materiału szlifowanego. Jeszcze trudniej zdać sobie sprawę z temperatury, do jakiej ogrzewają się wyrywane w postaci iskier cząstki. Oparcie sposobu rozpoznawania rodzaju stali na kształcie iskier szlifierskich, to nic innego jak ocena utleniania się składników płynnej stali, a więc sposób oceny bardzo pokrewny obserwacjom z praktyki stalowni. Dowodem tego, że iskry mogą być istotnie płynnymi cząstkami stali może być choćby rys. 1, przedstawiający w dwu widokach stalaktyt, jaki narósł na osłonie dużej tarczy szlifierskiej¹) przez „namarzanie“ na sobie iskier spod tarczy szlifierskiej.

Jest rzeczą oczywistą, że cząstki materiału szlifowanego, sąsiadującego z odrywanymi w postaci iskier, nagrzewają się do bardzo wysokich temperatur, a ze względu na bezpośredni styk tarczy z metalem szlifowanym chłodziwo może działać dopiero w momencie, kiedy ten styk tarczy z metalem ustaje. Rola chłodziwa nie polega zatym na niedopuszczaniu do ogrzania się cząstek stali; chłodzenie ma możność tylko nie dopuszczać do rozprzestrzeniania się ciepła w stali i podnoszenia się temperatury szlifowanego przedmiotu poza punkt, w którym chwilowo następuje odrywanie cząstek materiału. Nawet przy najbardziej bogatym i intensywnym chłodzeniu odrywana cząstka ogrzewa się do temperatury rzędu temperatury



Rys. I.

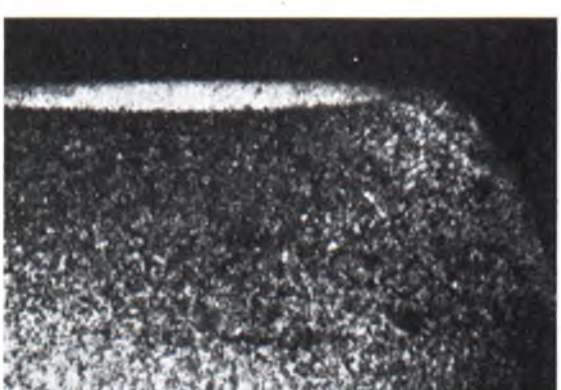
¹) P. Inż. St. Orzechowskiemu ze Stalowni „Batory“ w tym miejscu autor pragnie podziękować za przedstawiony na rys. 1 okaz, ofiarowany dla ilustracji niniejszej pracy.

topliwości i dopiero po oderwaniu się odnośnej cząsteczki i przejściu tarczy na następny punkt zaczyna pracować chłodziwo. To też nawet podczas szlifowania z najbardziej intensywnym chłodzeniem możemy zaobserwować iskry szlifierskie. Długość drogi świecenia iskry maleje z chłodzeniem, podobnie jak intensywność światła iskier, ale zjawisko ma miejsce w dalszym ciągu.

Ogrzanie stali do wysokiej temperatury i następnie jej szybkie ochłodzenie wywiera na stal skutki, związane głównie z dwiema kategoriami zjawisk:

1) zmianami budowy,
2) zmianami wymiarów na skutek rozszerzalności cieplnej.

Zarówno jedno jak i drugie zjawisko zależą, przy mniej więcej jednakowych warunkach — a więc szybkim chłodzeniu, od temperatury, do której stal zostanie podgrzana. Zjawiska zmian budowy i związanych z budową własności stali przebiegać mogą w dwu różnych kierunkach w zależności od wysokości temperatury, do jakiej stal zostanie ogrzana. Do temperatur leżących poniżej $A_{c3}$ (zupełna przemiana w austenit) będzie stal węglowa podlegać zjawiskom odpuszczania względnie zmiękczania, stale stopowe zazwyczaj tylko poniżej $A_{c1}$ (początek przemiany w autenit) będą się odpuszczać. Po przekroczeniu temperatury $A_{c3}$ dla stali węglowych, a zazwyczaj $A_{c1}$ dla stali stopowych (szczególnie zawierających Cr, Ni lub oba równocześnie) ostyganie powoduje w warunkach szlifowania częściowe, a nawet bliskie zupełnego, zahartowania punktów, które przekroczyły te graniczne temperatury. Jeżeli wielkość odrywanej cząstki jest b. mała i równocześnie odrywa się mało cząstek, wyzwala się mała ilość ciepła, która nie jest w stanie wydatnie podnieść temperatury stali otaczającej punkt, z którego się odrywają cząstki. Przyjmując dla zobrazowania przebiegu temperaturę cząstki odrywanej na 1600°C i, dla uproszczenia, ciepło właściwe stali za niezmienne z temperaturą, dojdziemy do wniosku, że do podgrzania do temperatury 100°C warstwy stali grubości 0,1 mm wzdłuż linii styku stali z tarczą wystarczy zebrać warstwę $\frac{0,1}{16} = 0,006$ mm



Rys. 2.

gdzie

$$\frac{g \cdot t}{T} = w;$$

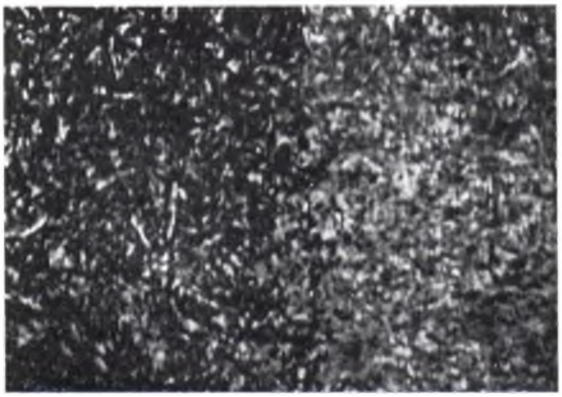
$g$ — grubość warstwy ogrzanej,
$t$ — temperatura ogrzania,
$w$ — grubość wióra,
$T$ — temperatura iskry.

Obraz ten jest rzecz oczywista przesadzony, gdyż nie uwzględnia opadania temperatury na skutek przewodnictwa cieplnego stali, ale z drugiej strony podkreśla bardzo silny wpływ „grubości wióra" podczas szlifowania. Opierając się na takim samym uproszczeniu znajdziemy grubość warstwy zeszlifowanej, potrzebnej do podgrzania stali na głębokość 0,3 mm do temp. 800°C, a mianowicie

$$\frac{0,3 \times 800}{1600} = 0,15$$

Autor jest daleki od tego, żeby uzasadniać słuszność podanego wzoru, który nie uwzględnia nawet tak podstawowego prawa fizyki, jak zmiana ciepła właściwego z temperaturą i nie opiera się na żadnych studiach, związanych z przewodzeniem ciepła przez silnie chłodzoną stal, nie mniej jednak nie jest w stanie powstrzymać się od szerszego omówienia wpływu „grubości wióra" szlifierskiego. Ażeby wskazać, że podgrzanie stali podczas szlifowania do temp. 800°C jest możliwe przytoczy autor następujący przykład:

Między tarczami szlifierskimi o ∅ 400 mm, pracującymi z 800 obr/min., a więc z szybkością 16,4 m/sek. przechodził pręt grubości 12 mm, szlifowany z dwu stron równolegle. Szybkość pręta ze stali 124.3.30 (wg. PNW/stl-23) względem osi tarcz (posuw pręta pod tarcze) wynosiła 0,083 m/sek. Głębokość wióra (grubość warstwy zbieranej w jednym przepuście) wynosiła 0,1 mm. Po oszlifowaniu pomimo bardzo dużej ilości stosowanego płynu chłodzącego stwierdzono na powierzchni pręta miejscowe barwy nalotowe dochodzące od ledwie widocznych żółtych plam do barwy mocno słomkowej. Próba pilnikiem miejsc z nalotem wykazała b. znaczną ich twardość, a pomiar powierzchniowy twardości aparatem Vickers'a pod obciążeniem 10 kg wykazał twardość 600—800 kg/mm², a więc twardość w przypadku stali 124.3.30 w obróbce termicznej bardzo trudną do osiągnięcia. Dalsza obróbka frezarska pręta po szlifowaniu była niemożliwa na skutek tępienia się narzędzi na tych twardych miejscach. Analiza mikroskopowa wykazała obecność martensytu na powierzchni w miejscach twardych, jak to przedstawiono na rys. 2. Głębokość zahartowania była różna i wynosiła 0,08 — 0,2 mm warstwy martensytycznej, ostro przechodzącej w sorbit, jak podaje to rys. 3. Wg. przyjętego do obliczenia grubości warstwy zahartowanej wzoru (temp. hart.



Rys. 3.

przyjęto 850°) grubość warstwy zahartowanej powinnaby wynieść $\frac{1600 \cdot 0,15}{815} = 0,28$ mm.

Dla uzyskania średniej głębokości hartowania, rachunkowo odpowiadającej stwierdzonej w rzeczywistości warstwie martensytycznej, trzebaby przyjąć niższą temperaturę iskier, a mianowicie dla średniej głębokości hartowania 0,14 mm

$$T = \frac{0,14 \cdot 850}{0,15} = 800^0.$$

Taka temperatura iskier jest niemożliwa, jako niższa od temperatury ogrzania stali szlifowanej na pewną głębokość. Trzeba zatem przyjąć, że ilość ciepła przeniesionego z miejsca szlifowania przez przewodnictwo spowodowała zmniejszenie grubości górnej warstwy w odnośnych warunkach chłodzenia o $\frac{0,15}{0,28} \cdot 100 = 54^0/_0$, czyli „sprawność ogrzewu stali przez szlifowanie" wyniosła tylko 54% w założeniu (którego autor nie uważa za całkowicie obowiązujące) słuszności przybliżonego wzoru nagrzewania.

Podczas szlifowania wałków z nawęglonej stali 12.4.15 (wg. PNW/stl-23) zastosowano następującą metodę szlifowania: rozpoczynano szlifowanie na jednym końcu wałka zbliżając stale obwód tarczy do osi wałka aż do ustalenia ostatecznej średnicy, poczym „głębokość wióra" pozostawała niezmieniona, a na reszcie długości osiągano ostateczną średnicę, włączając posuw ławy szlifierki, czyli mówiąc po warsztatowemu „ściągano" materiał „stałym wiórem" głębokości 0,20 mm. Wałki wykazywały przed szlifowaniem twardość 820 — 870 kg/mm² wg. Vickers'a, zaś po oszlifowaniu wykazywały na końcu, na którym ustalono ostateczną średnicę (nabierano wióra) 790 — 820 kg/mm², zaś na części „ściąganej" pełnym wiórem 690 — 740 kg/mm². Głębokość warstwy miękkiej wynosiła średnio 0,2 mm. Temperaturę odpuszczania na twardość średnio 710 kg/mm² należy przyjąć 300°C. Stosując dotychczasowy wzór otrzymalibyśmy grubość warstwy odpuszczonej

$$\frac{1600 \cdot 0.2}{300} = 1,06 \text{ mm}.$$

Porównywując w tym wypadku stosunek stwierdzonej warstwy odpuszczonej do obliczonych otrzyman y „sprawność nagrzania szlifierskiego".

$$\frac{0,2}{1,06} \cdot 100 = 19^0/_0.$$

Szlifowanie wałków nawęglonych ze stali 1 . 3 15 (wg PNW/stl-23) analogicznym jak wyżej sposobem wykazało na stali, która przed szlifowaniem miała twardość 860 — 910 kg/mm² na miejscu „nabierania wióra" 810 — 830 kg/mm², a na miejscu „ściągania wióra" 585 — 740 kg/mm². Głębokość odpuszczenia stwierdzono 0,2 — 0,3 mm. Ze względu na spadek twardości należy temperaturę odpuszczenia ocenić na 350° C średnio. Obliczeniowo wypada grubość warstwy $\frac{1600 \cdot 0,25}{350} = 1,14$, a sprawność nagrzania $\frac{0,25}{1,14} \cdot 100 = 22^0/_0$ jest i w tym wypadku bliska poprzednio podanej dla stali nawęglonej 12 . 4 . 15.

Podobne stosowanie wzoru przybliżonego do innych stali nawęglonych, szlifowanych „na mokro" wykazuje „sprawność nagrzania" w granicach 15 — 25% i jest rzeczą możliwą, że pozwoli przy pewnym sceptycyźmie i dobrej woli czytelnika wyciągnąć pewne wnioski warsztatowe. Autor może ze swojej praktyki, zresztą bardzo dalekiej od obróbki skrawaniem, stwierdzić, że użycie metody wielokrotnego zbierania średnicy przy zastosowaniu dużego posuwu wrzeciona szlifierki względnie ławy i bardzo małej „głębokości wióra" pozwala, praktycznie biorąc, wykonać szlifowanie bez odpuszczania, a duża szybkość posuwu pomimo 5 — 8-krotnego przepuszczania wałka pod tarczą tak nieznacznie przedłuża całkowity czas szlifowania, że koszt jego w stosunku do ryzyka braków jest całkowicie uzasadniony.

W przypadku szlifowania stali 12 . 4 . 35 zahartowanej, o twardości 520 kg/mm² stwierdzono dla grubości wióra 0,25 mm odpuszczenie na głębokość 0,2 mm, przy czym temperaturę odpuszczenia zarówno z mikrostruktury, jak i spadku twardości do 360 kg/mm² należało ocenić na ok. 600°. Obliczeniowo wypada grubość warstwy $\frac{1600 \cdot 0,25}{600} = 0,67$ mm zaś sprawność nagrzania $\frac{0,2}{0,67} \cdot 100 = 30\%$.

Z omówionych obserwacji wynika, że szlifowana stal ogrzewa się do tym wyższej temperatury im niższą jest jej twardość. Związek ten znajduje pewne uzasadnienie, jakkolwiek zależność jest tylko pośrednia. W rzeczywistości wydaje się zależeć wysokość temperatury do jakiej nagrzewa się stal podczas szlifowania nie od twardości, lecz od ciągliwości stali. Im większa jest ciągliwość tym

większa jest droga jaką przechodzi cząstka od momentu „uchwycenia“ jej przez tarczę do chwili jej oderwania od materiału, tym większą jest zatym i praca odrywania cząstek i tym więcej ciepła pozostaje w cząstkach, które przeszły odkształcenie, ale nie oderwały się, sąsiadując tylko z cząstkami usuniętymi w postaci iskier. Takie uzasadnienie tłumaczy równocześnie i wzrost „sprawności nagrzania“ z wzrostem ciągliwości stali. Przybliżoną zależność temperatury powierzchni szlifowanej od jej twardości możnaby ująć linią prostą, przeprowadzoną w sposób podany na rys. 4. Trzeba pamiętać o wyjątkach od przypuszczalnej reguły wg rys. 4 w postaci stali o wyjątkowo dużej ciągliwości w stosunku do twardości. Takie stale będą wykazywać wyższe temperatury nagrzania powierzchni od przewidzianych na rys. 4.

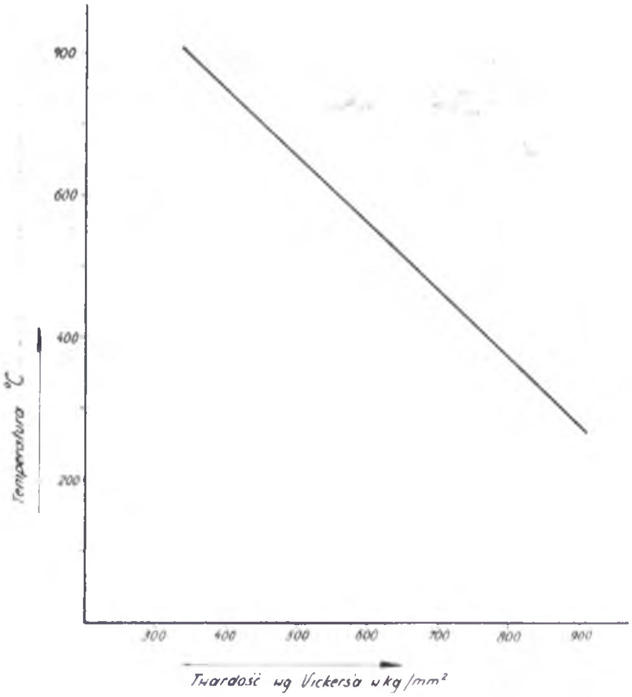
Wykres na rys. 4, wartość sprawności nagrzania i przybliżony wzór $g = \frac{w \cdot T}{t}$ dają możność obliczenia nieszkodliwej wielkości jednorazowo zbieranej warstwy, przy założeniu, że warstwa zahartowana, lub odpuszczona grubości 0,02 mm jest nieszkodliwa. Odpuszczenie warstwy 0,02 mm najczęściej nie spowoduje zbyt szybkiego wytarcia części poza dopuszczalny luz mechanizmu, zaś twarda warstwa takiej grubości załamie się na miększym rdzeniu pod nożem w obróbce i nie powinna wywołać komplikacji. W takim wypadku otrzymamy dla stali o twardości 350 $kg/mm^2$ (Vickers) maksymalną „głębokość wióra“:

$$w = \frac{g \cdot t}{T} = \frac{0{,}02 \cdot 800}{1600 \cdot 0{,}05} = 0{,}02 \text{ mm}$$

dla stali o $H_v = 850$ $kg/mm^2$:

$$w = \frac{0{,}02 \cdot 300}{1600 \cdot 0{,}2} = 0{,}02 \text{ mm.}$$

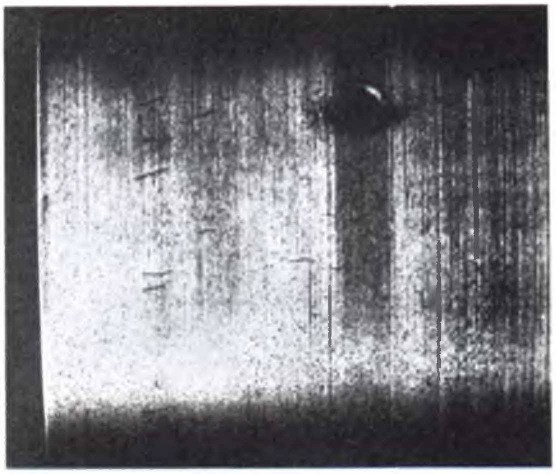
Sposób wykrycia odpuszczenia podczas szlifowania jest prosty i polega na wykonaniu szeregu pomiarów twardości aparatem Vickers'a przy zastosowaniu różnych obciążeń. Jeżeli małe obciążenia wykazują niższe twardości jak duże i począwszy od pewnego obciążenia zmiana obciążeń pomiarowych przestaje wywoływać zmiany w odczytywanej twardości, oznacza to, że zewnętrzna warstwa materiału jest miękka, a pod nią leży warstwa twarda. Występowanie miękkiej warstwy na twardszej może mieć dwa źródła: albo odpuszczenie podczas szlifowania, albo odwęglenie podczas hartowania. Jeżeli części były przed szlifowaniem badane na twardość i nie wykazały odwęglenia, lub odwęglenie płytsze od nadmiaru materiału na szlifowanie, wtedy nie ulega wątpliwości, że zmiękczenie jest skutkiem niewłaściwego szlifowania. Przez staranną kontrolę sztuk hartowanych na głębokość odwęglenia i kontrolę sposobu szlifowania, drogą sprawdzania pierwszych sztuk szlifowanych obranym sposobem, można za-




Rys. 4.

pobiec przedwczesnemu zużywaniu się w pracy części o powierzchni odpuszczonej podczas szlifowania i nie dopuścić do stosowania takich sposobów szlifowania, które tę wadę powodują. Badania mikroskopowe przekrojów części cementowanych miękkich z powierzchni jest sposobem kontroli bardziej długotrwałym, który w dodatku w przypadku cienkich warstw odpuszczonych w temperaturach poniżej 250° C nie zawsze daje tak pewną odpowiedź, jak badanie twardości. Przez wzorcowe badanie różnych materiałów można z różnic wyników pomiarów twardości pod różnymi obciążeniami określać grubość warstwy miękkiej z dość dobrym przybliżeniem, a to z kolei pozwala oceniać grubości odwęglań po hartowaniu, oraz grubość warstwy odpuszczonej. Znajomość grubości warstwy odpuszczonej podczas szlifowania pozwala czasem przewidzieć, czy następne ostrożne szlifowanie pozwoli utrzymać odnośną część w granicach tolerancji po zdjęciu, drogą ponownego szlifowania, warstwy zmiękczonej.

Oprócz omówionych wad, spowodowanych przez szlifowanie stali, a związanych ze zmianami budowy stali na skutek jej ogrzania podczas szlifowania, trzeba zwrócić uwagę na zjawiska, biorące swój początek w rozszerzaniu się cieplnym stali. Lokalnie ogrzany przez tarczę materiał kurczy się po przesunięciu się tarczy w następny punkt pracy, jak sobie można wyobrazić chwilowy stan. Nagrzewany materiał jest równocześnie ciągnięty przez tarczę i przez sąsiadujące z nim cząsteczki, które w miarę obniżania się temperatury zbliżają się do siebie. Można sobie zatym wyobrazić pewien ruch cząstek wewnątrz materiału



Rys. 5.

w kierunku przeciwnym do kierunku szlifowania. Jeżeli powierzchnia jest silnie nagrzana, materiał mało ciągliwy, a masa przedmiotu dość duża by dobrze odprowadzać ciepło, mogą zjawiska ruchu cząstek na powierzchni być tak duże, że przekroczą siły wzajemnego przeciągania cząstek w miejscu silnie nagrzanym. Materiał w takim wypadku pęka tuż po wydostaniu się z pod tarczy szlifierskiej. Największe siły w materiale występują zawsze w kierunku względnego ruchu obwodu tarczy szlifierskiej w stosunku do powierzchni szlifowanej, gdyż w tym kierunku występują oprócz sił skurcznych jeszcze siły od tarcia tarczy o materiał. To też największe pęknięcia biegną prostopadle do kierunku szlifowania. W przypadku dużych sił skurcznych, a więc silnego nagrzania powstają obok pęknięć prostopadłych do kierunku szlifowania, także i inne, mniejsze pęknięcia, ustawione prostopadle do kierunku najdogodniejszego odpływu ciepła, a więc kierunku łatwego kurczenia się. W przypadku ostatnim powstają pęknięcia w postaci siatki, które niesłusznie uważa się często za typowy okaz „pęknięć szlifierskich". Ze względu na ciągłość zjawiska pękania podczas szlifowania nie siatka jest jednak objawem typowym, lecz równoległość pęknięć do siebie; pewna stałość ich wielkości i odległości między nimi, jak też i kierunek pęknięć prostopadły do kierunku biegu tarczy względem szlifowanej powierzchni.

Rys. 5 przedstawia pęknięcia szlifierskie na powierzchni walcowej, szlifowanej wąską tarczą. Kształt powierzchni nie sprzyjał odprowadzaniu ciepła w różnych kierunkach, a szlifowanie nie ogrzewało stali do b. wysokich temperatur, to też nie utworzyła się siatka pęknięć, a tylko szereg pęknięć prostopadłych do drogi tarczy po powierzchni walcowej, to znaczy pęknięć biegnących po tworzących walca.

Rozważając czynniki, wpływające na powstawanie pęknięć szlifierskich, stwierdzimy, że najważniejszymi są: kruchość materiału, wysokość temperatury nagrzania i wielkość sił ciągnących, które obok naprężeń skurcznych działają na materiał. Wielkość sił ciągnących zależy od tarcia pomiędzy tarczą a materiałem, jest zatym związana z wielkością wióra, szybkością obwodową tarczy i własnościami powierzchni szlifowanej i powierzchni tarczy. Im drobniejsze i mniej ostre ziarno tarczy, gdy tarcza jest zabita cząstkami materiału szlifowanego i im równomierniejszy styk pomiędzy materiałem, a tarczą, tym większe tarcie i silniejsze ciągnięcie powierzchniowej warstwy stali za tarczą. Im silniej nagrzewa się lokalnie stal, tym staje się mniej wytrzymała, a zatym łatwiej pęka. Wysokość temperatury warstwy powierzchniowej i głębokość nagrzania zależą w znacznej mierze od grubości wióra. Chłodzenie podczas szlifowania pozwala ciepło odprowadzać, nie ma jednak możności silnego ochłodzenia miejsca styku tarczy ze stalą, gdyż tam chłodziwo nie dochodzi. Pewne odprowadzenie ciepła jest możliwe z miejsca szlifowanego nie tylko przez stal, ale też i przez tarczę. Jeżeli tarcza szlifierska jest silnie porowata i łatwo wsiąka w nią duża ilość wody, wtedy woda parując na dużej powierzchni i to tym większej im bardziej porowata jest tarcza, powoduje ochładzanie się tarczy, a równocześnie przez zimną, porowatą tarczę dostaje się pewna drobna ilość chłodziwa do miejsca styku tarczy z materiałem. Twardość tarczy ma również pewien wpływ na pęknięcia szlifierskie i to wpływ także i pośredni. Miękka tarcza, o małej sile wiążącej ziarna skrawające, pozwala łatwo te ziarna odrywać, to też słabiej ciągnie za sobą materiał, tracąc ziarna po przekroczeniu wytrzymałości lepiszcza łatwiej, jak tarcze twarde. Pośredni wpływ miękkości tarczy przejawia się w podejściu szlifierza do pracy, gdyż szybsze zużywanie się tarczy każe szlifierzowi pracować w taki sposób, żeby tarcze szanować, oszczędzając na czasie diamentowania, zmiany tarcz i chodzenia po tarczy. W rezultcie stara się szlifierz pracować z mniejszym obciążeniem tarczy, a więc przede wszystkim mniejszym wiórem, a także zmniejszając szybkość obwodową, a zwiększając posuw.

Tym samym omówiono warunki bezpiecznego szlifowania, które wyrażają się następującymi zasadami:

1) Mała warstwa jednorazowo zbierana (mały wiór),
2) Mała szybkość obwodowa,



Rys. 6.

3) Duży posuw, który zapewnia krótszy styk tarczy z powierzchnią szlifowaną bez zwiększenia docisku,
4) Wąska tarcza,
5) Tak dobrane średnice tarcz, by zapewniały styk na małym odcinku wzdłuż stycznej,
6) Możliwie grube ziarno dla żądanej gładkości powierzchni i danego posuwu,
7) Możliwie największe tarcze,
8) Dobre chłodzenie tak obmyślane, by odprowadzać ciepło z miejsca styku tarczy z powierzchnią szlifowaną,
9) Częste diamentowanie tarcz.

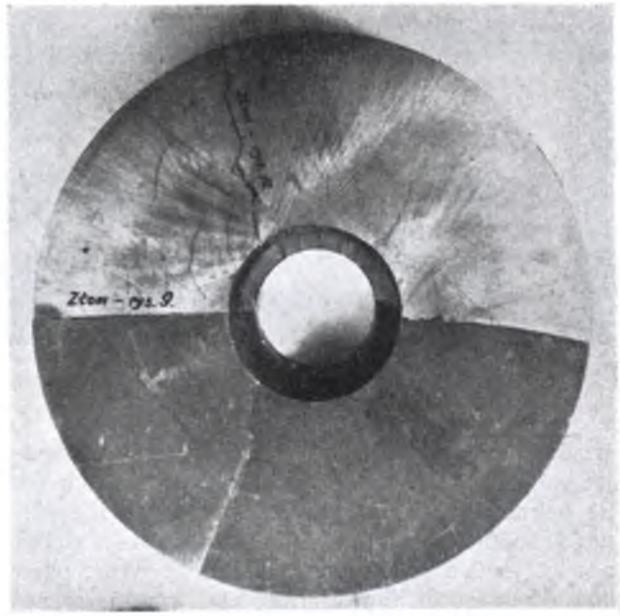
W dalszym ciągu na kilku przykładach pęknięć szlifierskich omówimy skuteczne w odnośnych przypadkach środki zaradcze, starając się równocześnie uzupełnić poglądy na wyłuszczonych 9 zasad.

Przedstawiony na rys. 6 kołnierz szlifowano płaską stroną tarczy, której obwód szlifował równocześnie walec, którego ograniczenie stanowi kołnierz. Kierunek szlifowania był zatym zgodny z obwodem kołnierza, a w myśl tego co wyżej powiedziano pęknięcia leżą prostopadle do drogi szlifowania, w tym wypadku więc promieniowo. Warstwa zbierana wynosiła jednorazowo ok. 0,15 mm, nie została zatym zachowana pierwsza zasada. Ze względu na szlifowanie bokiem tarczy styk odbywał się równocześnie na b. dużej powierzchni, kolidując z zasadą 5, a poniekąd 4, jakkolwiek zasada 4 odnosi się do szlifowania powierzchni walcowych, nie zaś płaskich. Uniknięto dalszego powtarzania się błędu przez zastosowanie osobnej operacji szlifowania kołnierzyka, zaczynając b. małym wiórem od średnicy zewnętrznej i posuwając się ku powierzchni walcowej i powtarzając tak szlifowanie 7 — 10 razy tarczą o małej średnicy.

Rys. 7 przedstawia ujawnione sposobem elektromagnetycznym pęknięcia szlifierskie na wewnętrznej powierzchni walcowej. Pęknięcia powstały podczas zbierania 0,25 mm na średnicy w trzech przepustach tarczą o średnicy o ok. 20% mniejszej od średnicy szlifowanego otworu a o szerokości ok. ¼ długości tulei szlifowanej. Stosowano tarczę *M* o ziarnistości 60. Przez zmniejszenie grubości tarczy i zastosowanie tarczy *K 46* nie osiągnięto zupełnie poprawy, jakkolwiek ilość i wielkość pęknięć zmniejszyła się. Zwiększenie ilości przepustów do 20 i posuwu 8-krotnie usunęło zjawisko pękania.



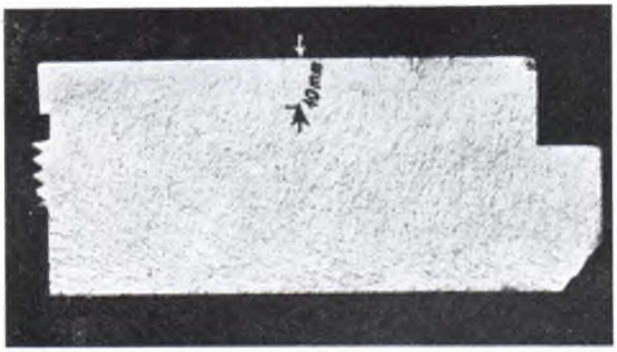
Rys. 7.




Rys. 8.

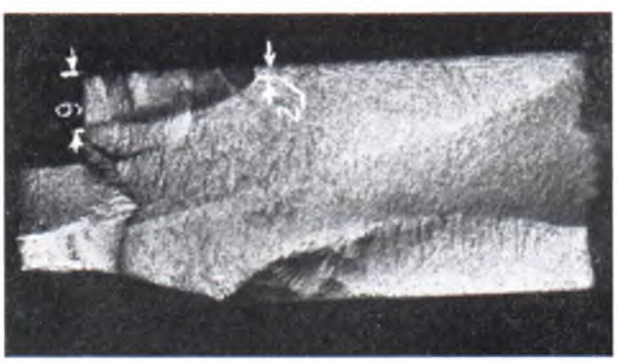
Rys. 8 uzupełnia zbiór pęknięć szlifierskich silnie popękanym sprawdzianem, szlifowanym na szlifierce z obrotowym stołem magnetycznym. Ze względu na b. silne nagrzanie powierzchni i odprowadzanie ciepła w różnych kierunkach powstała siatka pęknięć. Na ciemnej części rysunku uwidoczniono pęknięcia przez głębokie trawienie w 50% wrzącym HCl, na jasnej części pęknięcia ujawniono metodą elektromagnetyczną. Sprawdzian przełamano celem sprawdzenia głębokości rys. Złomy, pokazane na rys. 9 i 10 w poprzek i wzdłuż pęknięć wykazują głębokość rys do 10 mm i zmniejszają się zarówno co do ilości, jak i do głębokości ku brzegom, gdzie odprowadzanie ciepła było lepsze i nie pozwoliło nagrzać stali do równie wysokiej temperatury, jak blisko środka.

Mikrograficznie nie wiąże się pęknięcie szlifierskie z budową materiału. Jako cechy charakterystyczne można wymienić tylko zazwyczaj bardzo małe wymiary poprzeczne pęknięcia, oraz brak na jego brzegach odwęglenia i utlenienia. W przypadku bardzo silnego nagrzania powierzchni jest pęknięcie na powierzchni znacznie szersze, jak w głębi materiału. Rys. 11 przedstawia mikrografię pęknięcia szlifierskiego tak cienkiego, że do sfotografowania trzeba było mikroskop ustawić nieco nieostro. Na rys. 12 przedstawiono migrografię pęknięcia szlifierskiego w hartowanym materiale 12.4.35 o twardości ok. 520 kg/mm² wg Vickers'a. Widoczne jest silne odpuszczenie powierzchni na głębokość prawie 0,1 mm. Głębokość pęknięcia jest w przedstawionym wypadku



Rys. 9.

trzykrotnie większa od warstwy odpuszczonej, jakkolwiek w tym samym materiale obserwowane pęknięcia jeszcze głębsze pomimo b. nieznacznego odpuszczenia. Im odpuszczenie głębsze, a więc grubsza warstwa osłabionego przez ogrzewanie materiału, tym szersze, ale i płytsze są pęknięcia szlifierskie, prawdopodobnie na skutek nieprzenoszenia się naprężeń w głąb materiału na skutek jego zwiększonej plastyczności. Gdy odpuszczenie jest płytkie, rysy są znacznie cieńsze, ale za to zależnie od ciągliwości materiału głębsze. Najgłębiej sięgają cienkie rysy szlifierskie w mało ciągliwych materiałach np. w stali typu narzędziowej o 1,2% C lub 0,85% C i 1,8% Mn, hartowanej, spotykał autor pęknięcia szlifierskie głębokości do 15 mm, a w stali już wspomnianej 12.4.35 tylko do 5 mm, podczas gdy w stalach nawęglanych lub azotowanych pęknięcia szlifierskie nie sięgały nigdy kilku dziesiątych milimetra poza warstwę azotowaną, względne eutektoidalną warstwę nawęgloną.



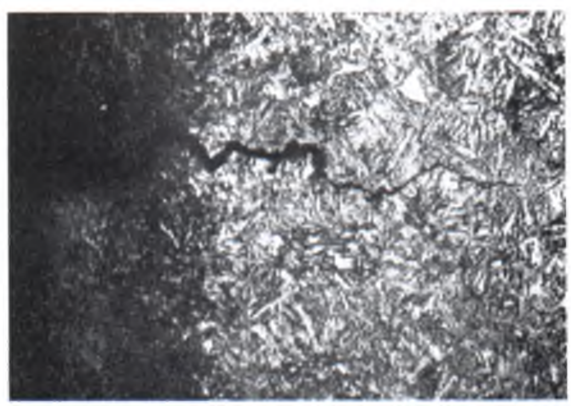
Rys. 10.

Pęknięcia szlifierskie są dzięki swoim małym wymiarom poprzecznym szczególnie niebezpieczne, gdyż łatwo uchylają się z pod kontroli, w przypadku niepolerowanych powierzchni nawet z pod kontroli sposobami elektromagnetycznymi. Charakter naprężeniowy powstawania pęknięć szlifierskich każe się obawiać, że nie wszystkie naprężenia zostały wyczerpane na wywołanie pęknięcia. Części z pęknięciami szlifierskimi, które



Rys. 11.

przedostały się do pracy i po pewnym czasie pracy zostały wymontowane wykazywały pogłębianie się pęknięć obok równoczesnej zmiany kierunku pęknięć na pewnej głębokości. Zmiana kierunku pęknięć w pracy odpowiadała kierunkowi działania obciążeń roboczych. W niektórych przypadkach już kilkugodzinna praca wystarczała, by z pierwotnie płytkich na 0,4 — 0,7 mm pęknięć stworzyć niebezpieczne pęknięcia głębokości kilku milimetrów i osłabić na tyle część konstrukcji, że zaczynały tworzyć się pęknięcia w częściach zdrowych, w których następowało zagęszczenie natężeń dzięki brakowi współpracy lub usztywnienia ze strony części popękanych podczas szlifowania. W przypadku pęknięć szlifierskich na częściach narażonych na zginanie nie jest wskazane późniejsze poprawianie tych części przez usuwanie warstwy na głębokość pęknięć, gdyż ze względu na b. małe wymiary tych pęknięć może się wydawać, że powierzchnia nie jest przez ich działanie jako karbów osłabiona, że wszystkie te karby zostały przez poprawczą obróbkę skrojone, a tymczasem praca części może w przykry sposób dowieść pomyłki. Pęknięcia szlifierskie najczęściej



Rys. 12.

dyskwalifikują część ruchomą mechanizmu nawet wtedy, kiedy do wykończenia danej części po stwierdzeniu pęknięć pozostał nadmiar materiału w stosunku do ostatecznego dopuszczalnego wymiaru części większy, jak stwierdzona przez „wybierania aż do zniknięcia" głębokość pęknięcia szlifierskiego. Kryteria do określenia „zniknięcia" są zazwyczaj zbyt niepewne, by na nich polegać, jak o tym przekonywuje praktyka.

**Inż. Jerzy Mihułowicz**
Koło Inż. Sam. SIMP.

# GAZO-GENERATORY W ZASTOSOWANIU DO NAPĘDU SILNIKÓW SAMOCHODOWYCH

W obecnej chwili wszystkie państwa europejskie są w poszukiwaniu paliw zastępczych w miejsce dotychczas stosowanych paliw, jak benzyna, olej gazowy itp. Zwrócono więc uwagę na możność zastosowania paliw stałych, jak drzewo, węgiel kamienny, torf, antracyt itp. które jednak muszą ulec przeróbce w kierunku wytworzenia bądź to syntetycznych benzyn, bądź paliw w stanie gazowym. W czasie wstępnych doświadczeń przy zastosowaniu w silnikach szybkobieżnych, typu samochodowego, benzynowych względnie wysokoprężnych, w miejsce paliw ciekłych normalnie stosowanych, gazów pochodzących z zgazowywania względnie odgazowywania paliw stałych, nie napotkano żadnych trudności. Urządzenia w postaci gazo-generatorów do przetwarzania paliw stałych na lotne są bardzo proste, łatwe w użytkowaniu i nie wymagają tak dużych i kosztownych urządzeń jak instalacje do wytwarzania benzyn syntetycznych. Do napędzania silników szybkobieżnych można stosować gazy pochodzące z suchej destylacji jak np. gaz świetlny lub z zgazowywania jak np. gaz czadowy, gaz wodno-czadowy itp.

W czasie przetwarzania węgla kamiennego na gaz świetlny uzyskujemy jako produkty uboczne cały szereg związków chemicznych organicznych bardzo cennych dla przemysłu chemicznego. Gaz świetlny, otrzymywany przy suchej destylacji węgla kamiennego, zawiera niedużą ilość acetylenu, który musi być usunięty z gazu przed jego sprężeniem, ponieważ acetylen ma skłonność do eksplozji w czasie sprężania. Sprężony gaz świetlny przechowuje się w butlach stalowych o pojemności około 100 l przy ciśnieniu 12 do 20 atm. Butle te umocowuje się do podwozia samochodowego. Pobieranie gazu odbywa się przez odpowiednio zkonstruowany zawór redukcyjny, obniżający ciśnienie gazu do podciśnienia 20 do 30 mm słupa wody, wobec czego z chwilą zatrzymania silnika następuje samoczynne zamknięcie zaworu redukcyjnego, co zapobiega w tym wypadku wydostawaniu się gazu z butli.

W Polsce mamy w obecnej chwili sieć gazowni bardzo słabo rozwiniętą, bo posiadamy w całym kraju około 130 gazowni i koksowni, które są zgrupowane w bardziej uprzemysłowionej części kraju. Wobec tego zaopatrywanie stacji obsługi w butle ze sprężonym gazem świetlnym jest utrudnione ze względu na duże odległości, na które trzebabyłoby je transportować. Sprężony gaz świetlny może znaleźć zastosowanie jedynie tylko w ośrodkach przemysłowych, jako paliwo zastępcze.

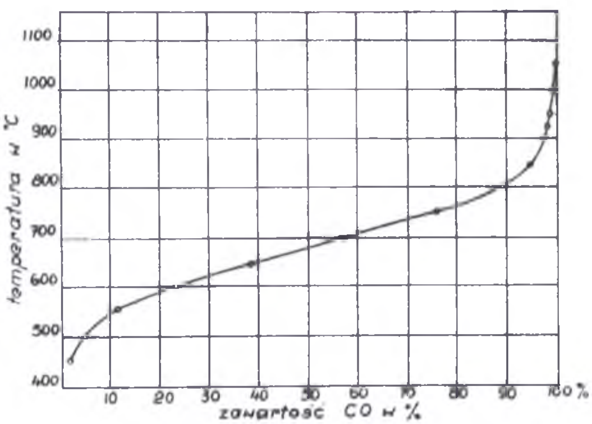
Ostatnio została wysunięta znowu myśl zastosowania do napędu silników sprężonego metanu. Myśl ta wkracza obecnie już na tory realne, ponieważ do tego celu wykorzystać można rozbudowującą się silnie sieć dalekobieżnych gazociągów. Wykorzystanie gazu ziemnego, którego zasadniczym składnikiem jest metan, podobnie jak wykorzystanie gazu świetlnego do napędu samochodów ciężarowych pracujących w niedużym promieniu, daje jeszcze jedno dogodne i tanie paliwo zastępcze.

Jako najważniejsze paliwo zastępcze na terenie Polski uważać musimy odpadki drzewa, które można zgazować w odpowiednio zkonstruowanym gazo-generatorze. Do wytwarzania gazu czadowego z drzewa nie potrzeba tak skomplikowanych urządzeń, jak do wytwarzania gazu świetlnego; poza tym urządzenie to może być małych wymiarów i dlatego też z łatwością daje się zamontować na podwoziu samochodowym.

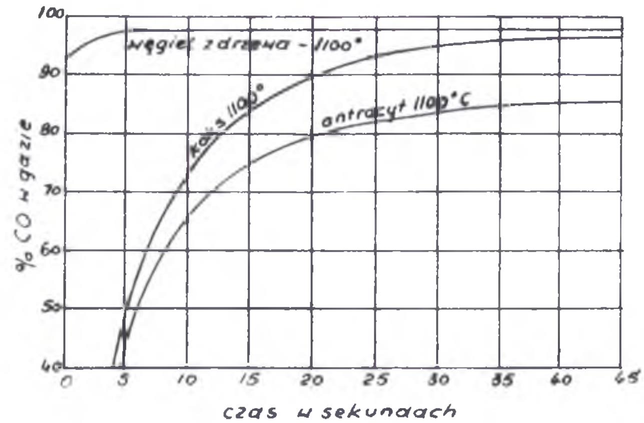
Odpowiednim do zgazowywania w gazo-generatorach zainstalowanych na samochodach materiałem, jest przede wszystkim taki, który nie pozostawia dużej ilości popiołu, a gaz produkowany nie tworzy w czasie palenia się w cylindrze silnika związków, niszczących gładź cylindrów. Dla ruchu miejskiego zwrócić należy również uwagę aby spaliny były bezwonne i bezbarwne. Tym żądaniom sprostać może drzewo twarde i miękkie, węgiel drzewny, antracyt, i półkoks z torfu lub węgla kamiennego. Liczne odpadki drzewne, których w Polsce posiadamy duże ilości, dają przy odpowiednim, zupełnie nieskomplikowanym, suszeniu najdogodniejszy materiał do zgazowywania i mogą w dużej mierze wyrugować benzynę (naturalnie tylko w pewnym stopniu), jako środek pędny dla samochodów ciężarowych, cywilnych i wojskowych.

Urządzenie do zgazowywania paliw stałych składa się zasadniczo z dwu części, a mianowicie z gazo-generatora, w którym odbywa się proces zgazowywania i oczyszczalników, w których gaz zostaje oczyszczony i ochłodzony. Istnieje cały szereg rozmaitych konstrukcji gazo-generatorów odpowiednio przystosowanych do rodzaju zgazowywanego materiału.

Przed opisem poszczególnych konstrukcji gazogeneratorów omówię w bardzo ogólnej i skróco-




Rys. 1.




Rys. 3.

nej formie procesy, zachodzące w czasie zgazowywania paliw stałych.

Cały proces zgazowywania jako całość jest dość skomplikowany, ale można z niego wydzielić szereg procesów podstawowych i zasadniczych:

1. Spalanie zupełne węgla:

$$C + O_2 = CO_2 + 97\ 650\ kal.$$

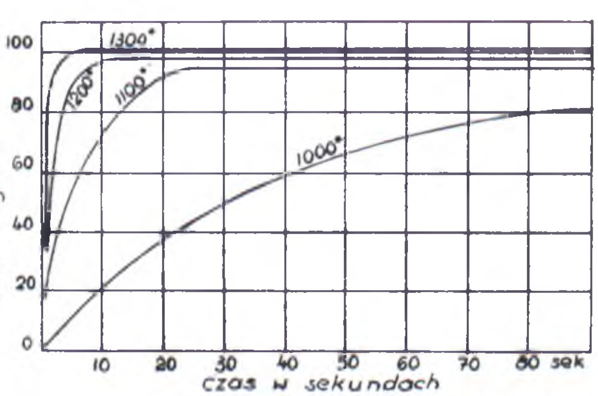
Proces ten przebiega w gazo-generatorze w całości, a stosunek ilości $CO$ i $O_2$ w gazie, pozostającym po spaleniu węgla, oznaczony literą $K = \frac{CO_2}{O_2}$ jest zależny od temperatury w jakiej ten proces przebiega. Ponieważ wszystkie reakcje zachodzące w gazo-generatorze przebiegają przy ciśnieniu równym około jednej atmosferze, więc podawać będę zależność spółczynnika K tylko od temperatury.

2. Rozpadanie się dwutlenka węgla w obecności węgla:

$$CO_2 + C = 2CO - 38790\ kal.$$

$$K = \frac{(CO)^2}{CO_2}$$

Boudouard podał wzór, który ujmuje zależność wartości spółczynnika $K$ od temperatury, w której przebiega wyżej wymieniona reakcja. Ma on postać następującą:




Rys. 2.

$$\ln K + \frac{21000}{T} - 21{,}4 = 0$$

Przeprowadzone doświadczenia potwierdziły prawdziwość tego wzoru; Na rys. 1. widzimy krzywą podaną przez Boudouard'a, ujmującą zależność *% CO* w mieszaninie, powstającej w czasie reakcji $C + CO_2 = 2CO$ w zależności od temperatury. Nie ulega wątpliwości, że temperatura ma również duży wpływ na szybkość przebiegania reakcji. Na podstawie doświadczeń ustalono szereg krzywych, zestawionych na rys. 2, ujmujących zawartość *CO* w gazie w zależności od czasu trwania reakcji oraz temperatury, w której ona przebiega. Krzywe te podają pośrednio wielkość prędkości reakcji w zależności od temperatury, w której jest ona przeprowadzana. Badając różne paliwa okazało się, że szybkość reakcji w bardzo dużej mierze zależy od rodzaju użytego paliwa. Wyniki tych badań zestawiono na rys. 3, z którego widzimy, że dwutlenek węgla $CO_2$ będąc w styczności przez 20 sek. z rozżarzonym koksem o temperaturze 1100° C rozpada się, tworząc mieszaninę gazów o składzie 90% *CO* i 10% $CO_2$, zaś dla antracytu *%* ten przy tej samej temperaturze i tym samym czasie reakcji będzie 80% *CO* i 20% $CO_2$. Aby zwiększyć ilość *CO* w gazie musimy, albo podnieść temperaturę, w której zachodzi reakcja, albo zwiększyć czas styku $CO_2$ z materiałem zgazowywanym.

3. Rozpadanie się pary wodnej w zetknięciu się z węglem *C*. Reakcja ta może przebiegać w dwojaki sposób:

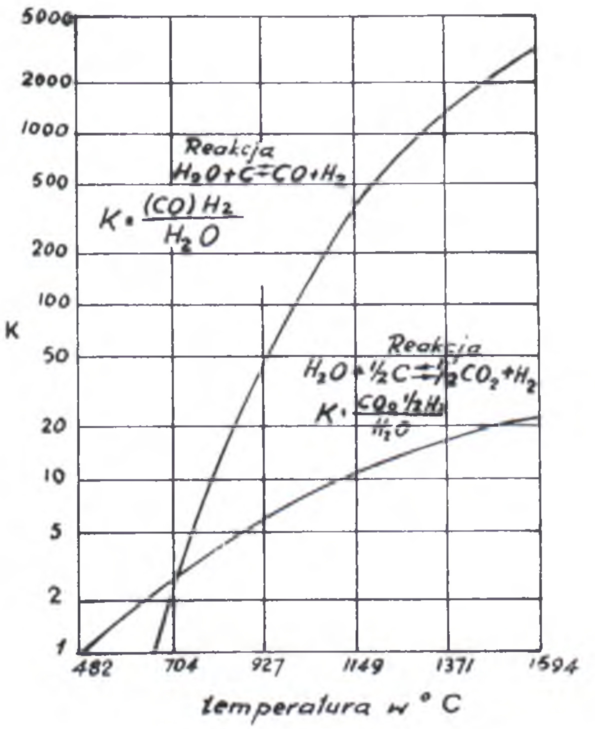
*a)* $$C + H_2O = CO + H_2 - 28.380\ kal$$

$$K = \frac{(CO)\,H_2}{H_2O}$$

*b)* $$C + 2H_2O = CO_2 + 2H_2 - 17.970\ kal$$

$$K = \frac{CO_2 \cdot {}^1/_2 H}{H_2O}$$

Na rys. 4 wykreślono krzywe dla obu reakcji, ujmujące zależność spółczynnika *K* od temp. w ja-




Rys. 4.

kiej dana reakcja przebiega. Jeżeli przyjmiemy szybkość reakcji *a* przy temper. 900° C za równą jedności, to szybkość reakcji $C + CO_2 = 2CO$ będzie się równało 2,18, czyli oddziaływanie *C* na $CO_2$ w kierunku wytwarzania *CO*, jest znacznie szybsze niż oddziaływanie *C* na $H_2O$ (parę wodną) celem stworzenia *CO* i $H_2$. Podobnie jak na rys. 3, gdzie zestawiono krzywe ujmujące szybkość rozpadania się *CO* w zetknięciu się z odpowiednim paliwem, wykonano rys. 5, który ujmuje wielkość procentu pary wodnej, który zostaje rozłożony w obecności rozżarzonego paliwa w zależności od jego temperatury i czasu zetknięcia się. Z rys. 5 widzimy, że zdolność i szybkość reagowania węgla drzewnego, w stosunku do koksu, jest bardzo duża. Przy temperaturze reakcji 1100° C po 5.5 sek. przy użyciu węgla drzewnego jako paliwa, 98% pary wodnej jest rozłożone; podczas gdy przy użyciu koksu w tych samych warunkach % ten wynosi zaledwie 44%.

4. Tworzenie się względnie rozpadanie się metanu:

Doświadczenia wykazały, że związek ten rozpada się na *C* i $H_2$ przy temperaturze około 1100° C; wobec tego rola metanu w gazo-generatorze jest minimalna.

Poza powyżej wymienionymi procesami zachodzi jeszcze bardzo wiele innych, o których nie będę wspominać ponieważ nie odgrywają one wybitniejszej roli.

Dotychczas omawiałem poszczególne reakcje chemiczne jedynie ze strony teoretyczno - doświadczalnej, teraz postaram się pokrótce scharakteryzować proces zgazowywania w gazo-generatorze.

Konstrukcje obecnie stosowanych przewoźnych gazo-generatorów można podzielić pod względem sposobu prowadzenia procesu na trzy grupy:

*a*) o ruchu powietrza i powstającego gazu, zgodnym z ruchem paliwa,

*b*) o ruchu powietrza i gazu, prostopadłym do ruchu paliwa,

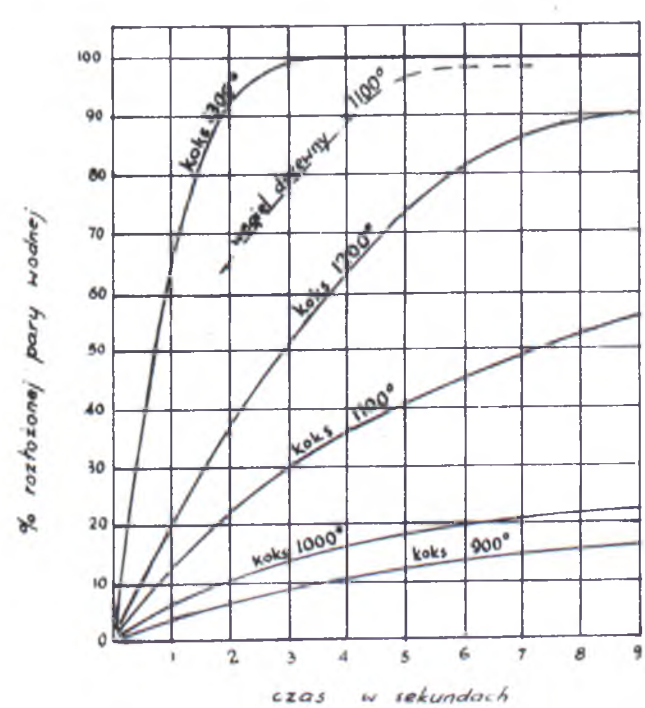
c) o ruchu powietrza i gazu, przeciwnym do kierunku ruchu paliwa.

Każdy z tych trzech sposobów prowadzenia powietrza i gazu nadaje się do innego rodzaju paliwa.

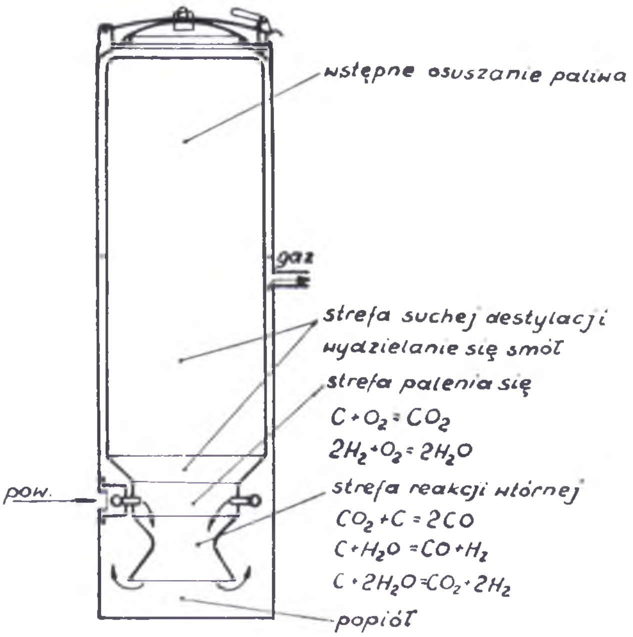
Przy sposobie pierwszym, w którym powietrze, gaz i paliwo postępują zgodnie, liczyć możemy na rozbicie wielu związków organicznych na składniki w obecności rozżarzonego paliwa, wobec tego gazo-generator pracujący na tej zasadzie nadaje się specjalnie do zgazowywania paliw zawierających większe ilości smół itp.

Sposób drugi nadaje się jedynie dla paliw niezawierających smół i jest stosowany wyłącznie w gazo-generatorach na antracyt lub koks z węgla kamiennego.

Trzeci sposób, w którym powietrze i gaz przechodzą przez całą warstwę paliwa, może być stosowany jedynie w wypadku użycia do zgazowywania paliw niezawierających ciężkich węglowodorów (smół) i o małej wilgotności, ponieważ uchodzące z gorącym gazem pary ciężkich węglowodorów oraz para wodna wykraplają się częściowo w oczyszczalnikach, zanieczyszczając je dość szybko, oraz częściowo przedostają się do silnika, gdzie mogą spowodować uszkodzenia w postaci za-




Rys. 5.




Rys. 6.

klejania pierścieni tłokowych, zawisania zaworów itp.

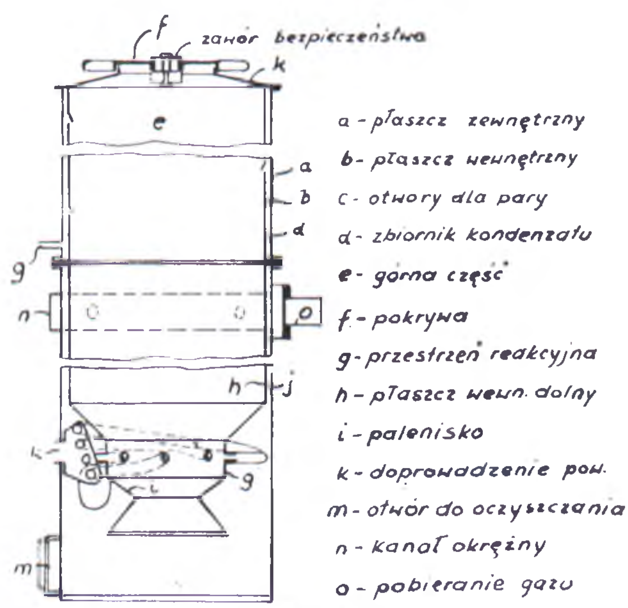
Powietrze dostając się do gazo-generatora w okolicę reakcyjną podtrzymuje palenie, przy którym wytwarza się odpowiednia ilość ciepła potrzebna do osuszenia i zwęglenia paliwa, oraz do przeprowadzenia rozbicia pary wodnej w obecności węgla $C$ na wodór $H_2$ i $CO$. Schematycznie można przedstawić przebiegi zachodzące w gazo-generatorze w ten sposób, jak to widzimy na rys. 6; rozmieszczenie stref zależy naturalnie od budowy samego gazo-generatora oraz od stosowanego paliwa.

Przechodzę do omówienia konstrukcji gazogeneratorów, najczęściej spotykanych w praktyce, a mogących znaleźć zastosowanie na terenie Polski.

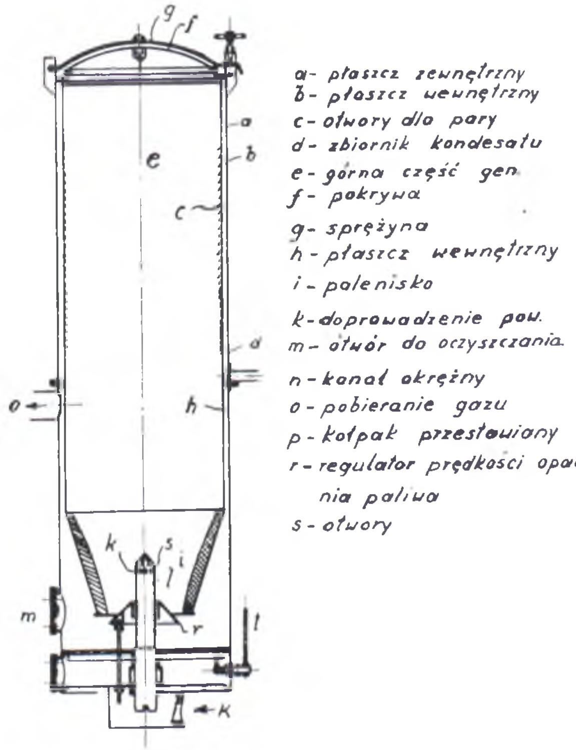
Gazo-generatory na drzewo budowane są wyłącznie w ten sposób, że powietrze jest doprowadzane do przestrzeni reakcyjnej albo przez dysze rozmieszczone w ściance tworzącej przestrzeń reakcyjną, albo przez otwory, umieszczone w kołpaku znajdującym się w środku (centralnie) w przestrzeni reakcyjnej. Przedstawicielem pierwszej konstrukcji jest gazo-generator produkowany przez firmę Imbert. Gazogenerator tego typu składa się z walca o podwójnych ściankach *a* i *b* (rys. 7), zamkniętego od góry klapą *k* zaopatrzoną w zawór bezpieczeństwa. Płaszcz wewnętrzny *b* posiada otwory łączące przestrzeń *e* z przestrzenią *d*, gdzie gromadzi się kondensat, powstający przy ochładzaniu pary wodnej i par kwasów organicznych, powstających w czasie podgrzewania ładunku drzewa. Płaszcz wewnętrzny *b* przechodzi następnie w stożek łączący się z walcem *g*. W ściance tej znajdują się otwory (dyszki) przez które dostaje się powietrze do przestrzeni reakcyjnej. Tutaj odbywa się częściowe spalanie węgla drzewnego, produktu suchej destylacji odbywającej się w wyższej strefie, (mniej więcej w przestrzeni przewężenia stożkowego) kosztem ciepła palącego się węgla drzewnego. Aby ładunek nie zsuwał się zbyt szybko ku dołowi, dodano jeszcze jedno przewężenie stożkowe; w miejscu tym panuje wysoka temperatura, która sprzyja rozpadowi dwutlenku węgla w sąsiedztwie rozżarzonego węgla, na tlenek węgla. Gorący gaz przedostaje się następnie do przestrzeni *j* i omywając ściankę *h* podgrzewa drzewo, oraz w ten sposób zmniejsza znacznie promieniowanie paleniska na zewnątrz i podnosi sprawność termiczną gazo-generatora.

Przedstawicielem drugiego typu jest gazo-generator produkowany przez firmę Humbold-Deutz. Jak widzimy z rys. 8, różni się on od poprzedniego właściwie tym, że powietrze jest doprowadzane do przestrzeni reakcyjnej przez rurę *l* i kołpak *k*, w których znajduje się szereg otworków *s*. Do regulowania szybkości opadania służy stożek *r*, którego położenie, ustalone drogą doświadczalną, dobrane musi być do rodzaju zgazowywanego paliwa i mocy napędzanego silnika.

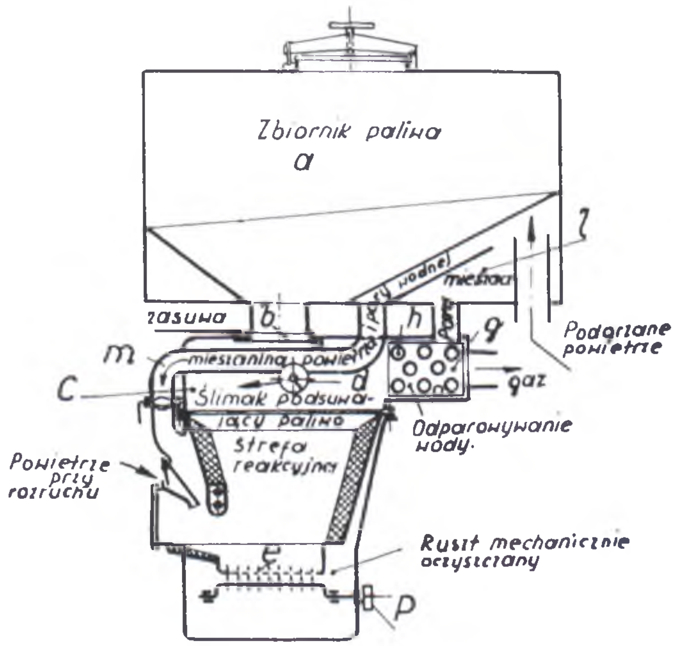
Oba wyżej wymienione typy gazo-generatorów przystosowane są do zgazowywania drzewa, względnie w drugim wypadku również i węgla drzewnego. Gazo-generator wyprodukowany przez firmę Hansa przystosowany jest specjalnie do zgazowywania węgla drzewnego, oraz materiałów niezawierających terów. Składa się on z trzech części zasadniczych, a mianowicie: ze zbiornika paliwa, właściwego gazo-generatora, i podgrzewacza, połączonego z mieszalnikiem, w którym powstaje mieszanina powietrza z parą wodną. Ze schematycznego przekroju gazo-generatora na rys. 9 widzimy, że ze zbiornika *a* oddzielonego od właściwego gazo-generatora zasuwą *b*, przedostaje się




Rys. 7.



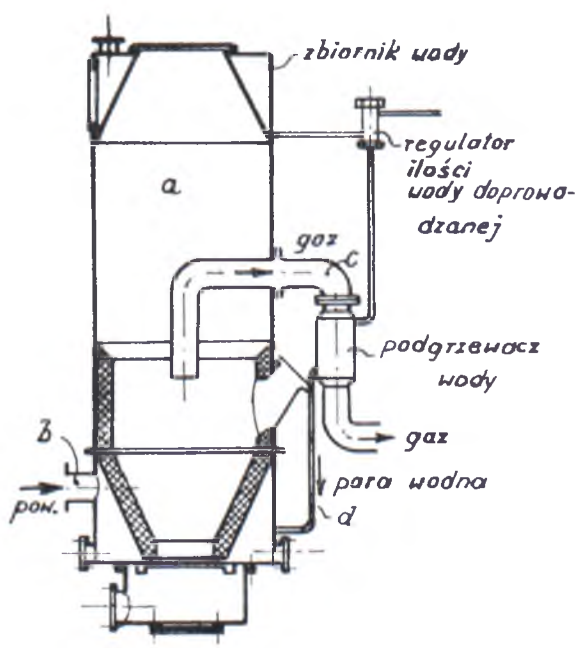

Rys. 8.




Rys. 9.

okresowo paliwo do przestrzeni *c*. Podsuwanie paliwa odbywa się przy pomocy specjalnego urządzenia ślimakowego *d*, uruchamianego tylko na czas zasilania gazo-generatora. Paliwo wypełnia całą przestrzeń gazo-generatora opierając się na ruszcie *e*, który można oczyszczać co pewien czas przy pomocy dźwigni *p*. Gorący gaz uchodzi przez komorę *g*, podgrzewając i odparowując wodę w wężownicy *h*, do oczyszczalników. W przestrzeni *l* następuje zmieszanie się pary wodnej z podgrzanym powietrzem zasilającym przez przewód *m* przestrzeń reakcyjną gazo-generatora. Powierzchnia podgrzewacza jest tak dobrana, że zawartość pary wodnej w powietrzu zasilającym jest uzależniona od obciążenia. Ponieważ powstający gaz musi przejść przez grubą warstwę rozżarzonego węgla, zawiera on dużą ilość *CO* i *H*. Gazo-generator tego typu jest skonstruowany w ten sposób, że tworzy jedną całość z oczyszczalnikami, co bardzo ułatwia wbudowanie go w podwozie.

Gazo-generatory przeznaczone do zgazowywania antracytu lub półkoksu z węgla kamiennego muszą być zasilane powietrzem, zawierającym duże ilości pary wodnej, w przeciwnym bowiem razie wytworzony gaz byłby bardzo ubogi kalorycznie, ponieważ zgazowywany materiał nie posiada zupełnie węglowodorów. Na rys. 10 przedstawiono schematycznie przekrój gazo-generatora firmy Krupp, który można uważać za przedstawiciela tego rodzaju gazo-generatorów, przeznaczonych do zgazowywania antracytu i półkoksu z węgla kamiennego. Do komory *a* wsypuje się paliwo, powietrze przedostaje się do przestrzeni reakcyjnej przez otwór *b*, powstający gaz jest zasysany przez silnik przez przewód *c*, który przechodzi przez podgrzewacz wody. Powstająca para wodna doprowadzana jest przewodem *d* do przestrzeni reakcyjnej




Rys. 10.

gazo-generatora, gdzie następuje zmieszanie jej z zasysanym powietrzem. Ilość wody jest regulowana automatycznie podciśnieniem panującym w przewodzie doprowadzającym gaz do silnika. W okolicy strefy reakcyjnej temperatura jest tak wysoka, że pozostający popiół gromadzi się na dnie gazo-generatora w postaci szlaki.

*D. c n.*

**J. Jennings**

*B. Sc. A. M. I. MECH. E.*

# SPRĘŻYNY O NAJMNIEJSZYM CIĘŻARZE *)

Ciężar zastosowanych sprężyn może wywierać znaczny wpływ na sprawność i koszt mechanizmu.

Przy projektowaniu sprężyny rzeczywisty ciężar samej sprężyny bywa rzadko kiedy brany pod uwagę. W większości wypadków może to być usprawiedliwione, gdyż parę uncji więcej lub mniej nie odgrywają roli. Zachodzą jednak wypadki w których ciężar ten posiada duże znaczenie.

Typowe wypadki tego rodzaju są następujące:

1) ruch zwrotny w górę i w dół o dużej prędkości jak np. ruch wymuszony przez krzywkę, w którym sprężyna jest częścią masy, biorącej w nim udział,

2. sprężyna ma wytrzymywać duże obciążenia, wysoką temperaturę lub podlegać działaniu korozji, a więc winna być wskutek tego wykonana z kosztownego materiału,

3. w wypadku wykonania dużych ilości podobnych sprężyn.

Warunki, którym ma odpowiadać sprężyna rzadko bywają ustalone tak, że tylko jedna sprężyna będzie im odpowiadać. Jeżeli więc niewielka oszczędność na ciężarze może być dokonana bez naruszenia ważniejszych cech sprężyny, wówczas się to opłaca.

Przedmiotem rozważań autora w niniejszym artykule jest zbadanie warunków, które dają minimalny ciężar sprężyny i zanalizowanie ich w związku z przestrzenią zajmowaną przez sprężynę.

Przy analizie zostały zastosowane zwykłe wzory dla sprężyn zwijanych, przy czym ogólna wartość wyników nie zależy od kąta zwoju. We wzorach przyjęto następujące oznaczenia:

$d$ — średnica drutu w calach,
$D$ — średnia średnica zwoju w calach,
$n$ — ilość zwojów pracujących,
$P$ — najmniejsze obciążenie sprężyny w funtach angielskich,
$W$ — największe obciążenie sprężyny w funtach angielskich,
$x$ — $\frac{W}{P}$
$l$ — najmniejsza długość pracująca w calach,
$L$ — największa długość pracująca w calach,
$l_0$ — długość sprężyny „zblokowanej" w calach (solid length in inches),
$q$ — naprężenie ścinające przy obciążeniu W w funtach ang. na cal²,
$C$ — współczynnik sztywności na funtach ang. na cal²,
$a$ — ilość nieczynnych zwojów końcowych,
$k_1$, $k_2$ etc. — współczynniki stałe,
$w$ — ciężar sprężyny w funtach ang.,
$p$ — gęstość materiału sprężyny w funtach, ang. na cal³.

$$m = \frac{d}{D}$$

Zasadnicze wzory są następujące:

$$W = \frac{\pi\, d^3\, q}{8\, D} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (1)$$

$$\textit{stała spr}\ \frac{W - P}{L - l} = \frac{C d^4}{8\, D^3\, n} \text{ funtów na cal} \quad . \; . \quad (2)$$

$$w = \frac{\pi^2}{4}\, d^2\, D\, (na + a)\, p \quad . \; . \quad (3)$$

Rozpatrzmy sprężynę o sile początkowej $P$ i o ustalonym zakresie pracy, bez żadnych innych ograniczeń z wyjątkiem zgóry określonego maksymalnego ugięcia przy pracy. Nieskończona ilość sprężyn będzie odpowiadać tym warunkom, a ich stała spr. i maksymalne obciążenie $W$ mogą być przedstawione przez prostą $OAB$ na rys. 1. Gdyby $OAB$ została obrócona około $A$ aż do położenia prawie równoległego do $OC$ stała spr. stałaby się bardzo małą i warunek mógłby być spełniony jedynie w wypadku wykonania dużej ilości zwojów, to znaczy ciężkiej sprężyny.

W wypadku przeciwnym, gdyby $OAB$ była obracana aż do położenia prawie prostopadłego do $OC$, średnica drutu musiałaby być bardzo duża aby wytrzymać dużą wartość $W$. Pomiędzy tymi dwoma krańcowymi punktami będzie się znajdować linia, która odpowiada sprężynie o najmniejszym ciężarze.

Należy jednak zauważyć, że równanie ciężaru wraz z równaniami (1) i (2) zawierają cztery wielkości zmienne $d$, $D$, $W$ i $n$.

Dwie z nich mogą być wyeliminowane pozostawiając równanie dla ciężaru jedynie z dwiema. Jeżeli $d$ i $n$ będą wyeliminowane wówczas równanie otrzymane w rezultacie zawiera $W$ i $D$; jednakze bardziej dogodnym jest używanie jako zmiennej stosunku $W$ do $P$ a nie $W$.

A więc z równaniu (1) i (2) przyjmując

$$W = x \cdot P\, d^3 = \frac{8 \cdot P}{\pi \cdot q}\, D = k_1\, D \quad . \quad (4)$$

oraz

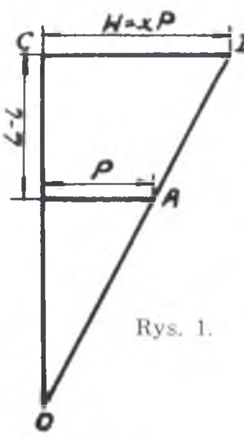
$$n = \frac{C \cdot (L - l)}{8 \cdot P} \cdot \frac{d^4}{D^3\,(x - 1)} = k_2 \cdot \frac{d^4}{D^3\,(x - 1)} \quad (5)$$

a podstawiaiąjąc w równanie (3)

$$w = \frac{\pi^2}{4} \cdot p \cdot \left(k_1^2 \cdot k_2 \cdot \frac{x^2}{x - 1} + a \cdot k_1^{2/3}\, x^{2/3}\, D^{5/3}\right) \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (6)$$

Wyraz w nawiasie składa się z dwóch członów, wielkości których zależą od stosunku ilości zwojów czynnych do zwojów końcowych — nieczyn-

¹) Praca powyższa ukazała się w *nr 1352 Machinery* z 1938 r. Tłomaczył inż. W. Grosser — Koło Inż. Sam. SIMP.




Rys. 1.

nych. Pierwszy człon dotyczący ilości czynnych zwojów jest niezależny od średnicy $D$ zwoju, podczas gdy drugi człon zwiększa się wraz ze wzrostem $D$.

Dla każdej zatym wartości $x$ najmniejszy ciężar otrzymamy przez przyjęcie możliwie najmniejszego $D$.

Zmniejszenie $D$ jest jednak ograniczone przez dopuszczalną mu wartość $D/d$, który staje się wtedy zbyt mały. Ogólnie stosowany stosunek $D/d$ wynosi 6; mniejsze wartości mogą być stosowane jedynie w wyjątkowych wypadkach. Możemy więc napisać

$$D = md$$

gdzie $m$ jest najmniejszą wartością obraną dla stosunku $D/d$. Podstawiając to w równanie (4) otrzymamy

$$d^3 = k_1 \cdot x \cdot m \cdot d$$

oraz

$$d = k_1^{1/2} \cdot x^{1/2} \cdot m^{1/2}$$

z czego

$$D^{3/2} = (m \cdot d)^{3/2} = k_1^{3/4} \cdot x^{3/4} \cdot m^{9/4}$$

Podstawiając tę wartość w równanie (6)

$$w = \frac{\pi^2}{4} \cdot p \cdot (k^1_2 \cdot k_2 \cdot \frac{x^2}{x-1} +$$

$$+ a \cdot k_1^{3/2} \cdot m^{9/2} \cdot x^{3/2}) \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

i różniczkując względem $x$, otrzymamy

$$\frac{dw}{dx} = \frac{\pi^2}{4} \cdot p \cdot (k_1^2 \cdot k_2 \cdot \frac{x^2 - 2 \cdot x}{(x-1)^2} +$$

$$+ {}^3/_2 \cdot a \cdot k_1^{3/2} \cdot m^{9/2} \cdot x^{1/2})$$

Wyrażenie to równa się zeru w wypadku minimum. Po podzieleniu przez wyrazy stałe otrzymamy

$$\frac{x^2 - 2x}{(x-1)^2} + \frac{3 \cdot a \cdot m^{9/2} \cdot x^{1/2}}{2 \cdot k_1^{1/2} \cdot k_2} = 0 \quad . \quad (8)$$

Ostatnie równanie jest zbyt skomplikowane, aby można je było rozwiązać za pomocą metod bezpośrednich, można jednak otrzymać rozwiązanie względem niewiadomej ilości czynnych zwojów co daje dane dostateczne dla celów praktycznych.

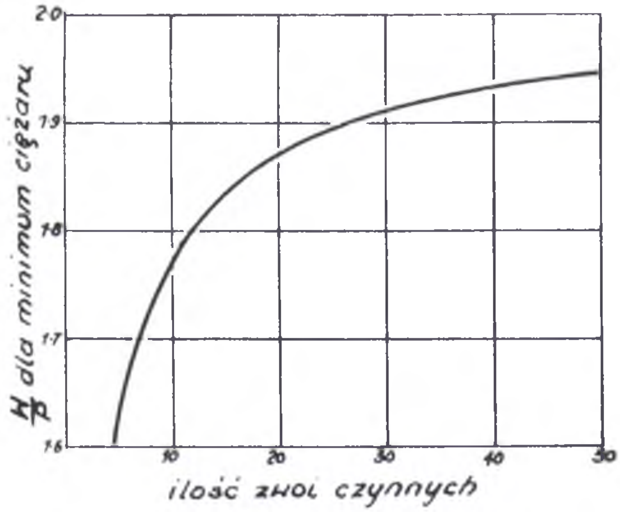
Z równań (4) i (5) podstawiając $D = md$ mamy:

$$\frac{m^{9/2}}{k_1^{1/2} \cdot k_2} = \frac{x^{1/2}}{n \cdot (x-1)}$$

a po podstawieniu w równanie (8)

$$\frac{x^2 - 2x}{(x-1)^2} + {}^3/_2 \cdot \frac{a \cdot x}{n \cdot (x-1)} = 0$$

Mnożąc to równanie przez $2n(x-1)^2$ dla usunięcia postaci ułamkowej otrzymamy




Rys. 2.

$$2 \cdot n \cdot (x^2 - 2 \cdot x) + 3 \cdot a \cdot x \cdot (x-1) = 0$$

Ponieważ $x = O$ nie ma wartości jako rozwiązanie, równanie może być podzielone przez $x$

$$2 \cdot n \cdot (x-2) + 3 \cdot a \cdot (x-1) = 0$$

lub

$$2 \cdot n \cdot (x-2) + 3 \cdot a \cdot (x-2) = -3 \cdot a$$

lub

$$x - 2 = \frac{-3 \cdot a}{2 \cdot n + 3 \cdot a}$$

a zatym dla najmniejszego ciężaru

$$x = 2 - \frac{3 \cdot a}{2 \cdot n + 3 \cdot a} \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

wyrażenie to zbliża się do wartości $x = 2$ w miarę wzrostu $n$.

Krzywa na rys. 2 ilustruje tę zależność w wypadku dwóch zwojów nieczynnych.

W celu zilustrowania zmienności ciężaru sprężyny wraz ze zmianą stosunku $x = \frac{W}{P}$ zostały wykreślone krzywe podane na rys. 3.

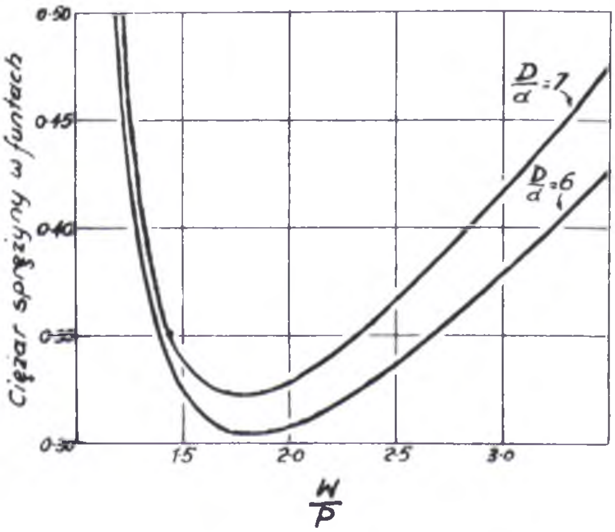
Obrano następujące dane:

$P = 50$ funtów ang. $q = 50000$ funt. ang. na cal². Ugięcie w pracy (working range) = ½ cala. $C = 11600000$ funtów na cal², przy tym dwa zwoje są nieczynne.

Dolna krzywa jest obliczona dla $D/d = 6$, wyższa zaś dla $D/d = 7$. Wyższy stosunek daje w tym wypadku wzrost najmniejszego ciężaru dokładnie o 5%.

Rozpatrzmy obecnie wielkość przestrzeni zajmowanej przez sprężynę. Jest to o tyle niedokładne, że nie jest ustalona wielkość luzu, niezbędnego do pozostawienia pomiędzy zwojami przy najkrótszej pracującej długości sprężyny. Zakładając jednak, że luz ten jest proporcjonalny do długości sprężyny zblokowanej, otrzymamy, że przestrzeń zajmowana przez sprężynę jest również proporcjonalna do długości sprężyny zblokowanej.

Przy długości sprężyny zblokowanej $(n + a)d$, objętość jej jest określona wzorem:




Rys. 3.

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (D + d)^2 \cdot (n + a) \cdot d$$

Wartość $V$ maleje z maleniem średnicy $D$ zwoju sprężyny; podstawiając $D = md$ jak poprzednio gdzie $m$ jest najmniejszą dopuszczalną wartością stosunku $D/d$, otrzymamy:

$$V = \frac{\pi}{4} \cdot (m + 1)^2 \cdot d^3 \cdot (n + a) \quad . \quad . \quad (10)$$

Porównując to równanie z równaniem (3) ciężaru sprężyny, po podstawieniu $md$ na miejsce $D$, możemy się przekonać, że równania te mają postać podobną, i że zatem krzywe na rys. 3 będą przedstawiać zajmowaną przez sprężynę przestrzeń jednak w innej skali. W tych szczególnych warunkach dla obliczenia przestrzeni w calach[3] zajmowanej przez sprężynę w stanie zblokowanym koniecznym jest pomnożenie danych dla ciężaru przez 9,2 przy sprężynie o stosunku $D/d = 6$, oraz przez 10,3 przy sprężynie o $D/d = 7$.

Długość sprężyny w stanie zblokowanym jest podana w wypadku sprężyny ściskanej przez

$$l_o = (n + a)d$$

Podstawiając wartości $n$ i $d$ z równań (4) i (5) otrzymamy

$$l_o = \frac{k_2 \cdot k_1^{4/3} \cdot x^{5/3}}{D^{1/3} \cdot (x-1)} + a \cdot k_1^{1/3} \cdot D^{2/3} \cdot x^{1/3} \quad . \quad . \quad (11)$$

Ponieważ pierwszy z tych wyrazów jest znacznie większy niż drugi, z wyjątkiem sprężyn z dwoma lub trzema jedynie zwojami pracującymi, długość sprężyny będzie się zmieniać w stosunku odwrotnym do $D^{1/3}$. Wynika stąd, że celem otrzymania krótkiej sprężyny należy $D$ wykonać możliwie duże. Granica $D$, o ile nie jest ustalona warunkami konstrukcyjnymi jest ograniczona najmniejszą możliwą ilością zwojów. Przyjmując $D$ możliwie duże i różniczkując $l_o$ względem $X$ otrzymamy:

$$\frac{dl_o}{dx} = \frac{k_2 \cdot k_1^{4/3}}{D^{1/3}} \cdot \frac{x^{2/3} \cdot (2x-5)}{3 \cdot (x-1)^2} + \frac{a \cdot k_1^{1/3} \cdot D^{2/3}}{3 \cdot x^{2/3}}$$

dzieląc przez

$$\frac{k_2 \cdot k_1^{4/3} \cdot x^{2/3}}{3 \cdot D^{1/3}}$$

oraz przyrównując do zera mamy:

$$\frac{2x - 5}{(x - 1)^2} + \frac{a \cdot D}{k_2 \cdot k_1^{1} \cdot x^{1/3}} = 0$$

Z równań (4) i (5)

$$\frac{D}{k_2 k_1 \cdot x^{1/3}} = \frac{1}{n \cdot (x - 1)}$$

a więc

$$\frac{2 \cdot x - 5}{(x - 1)^2} + \frac{a}{n \cdot (x - 1)} = 0$$

mnożąc przez $2 \cdot n \cdot (x - 1)^2$ mamy:

$$2 \cdot n \cdot (2 \cdot x - 5) + a \cdot (2x - 2) = 0$$

lub

$$2 \cdot n \cdot (2 \cdot x - 5) + a \cdot (2 \cdot x - 5) = -3 \cdot a$$

lub

$$2 \cdot x - 5 = -\frac{3 \cdot a}{2 \cdot n + a}$$

skąd

$$x = 2,5 - \frac{1,5 \cdot a}{2 \cdot n + a} \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

Wynika z tego, że dla najmniejszej długości sprężyny stosunek musi być nieco mniejszy od 2,5, w zależności od ilości zwojów, przy czym wielkość $D$ musi być możliwie duża.

Podobne zagadnienie było rozważane w *Machinery 51/109 — 2840/37*, gdzie wykazano, że dla sprężyn ściskanych maksymalna możliwa do uzyskania w danej przestrzeni siła $P$ jest otrzymywana wtedy, gdy $W$ równa się $2.5\ P$. Pominięto przy tym wpływ zwojów nieczynnych. Fakt ten powoduje jednak nieznaczną w praktyce różnicę, gdyż przebieg krzywej w tym miejscu jest płaski.

Otrzymane wyniki możemy zreasumować w sposób następujący:

1. Sprężyny o najmniejszym ciężarze zajmują również najmniejszą przestrzeń,
2. Sprężyny o najmniejszym ciężarze powinny mieć możliwie małą średnicę zwoju w zależności od stosunku $D/d$, który winien się znajdować w granicach dopuszczalnych.
3. Najkorzystniejszy stosunek $W$ do $P$ dla najmniejszego ciężaru i najmniejszej zajmowanej przestrzeni jest około 1,7 do 2.
4. wymagania najmniejszej długości są rozbieżne z wymaganiami najmniejszego ciężaru i przestrzeni. Dla najmniejszej długości sprężyna powinna mieć średnicę tak dużą jak to jest możliwe przy zachowaniu właściwej ilości zwojów.
5. Najwłaściwszy stosunek $W$ do $P$ w celu otrzymania najkrótszej sprężyny ściskanej jest nieco poniżej 2,5.

# BIBLIOGRAFIA

*ELEKTROTECHNIKA SAMOCHODOWA.* Podręcznik dla szkół i oddziałów wojskowych, opracowany przez mjr. w st. sp. inż. K. Groniowskiego, kpt. inż. Wilczyńskiego, kpt. F. Perepeczkę i inż. Drzewińskiego, przejrzany przez prof. Politechniki Warszawskiej M. Pożaryskiego. Warszawa 1938, Główna Księgarnia Wojskowa. Form. 12×17 cm, str. 148, cena zł 3,50.

W końcu grudnia ub. roku ukazała się pod powyższym tytułem nowa książka z dziedziny tak szczupłej w polskim języku — literatury fachowej z zakresu elektrotechniki samochodowej.

Jest to podręcznik dla szkół i oddziałów wojskowych, podający w sposób zwięzły i bardzo przystępny najważniejsze wiadomości teoretyczne i praktyczne, potrzebne monterom i kierowcom pojazdów mechanicznych.

Treść książki została podzielona na trzy części: część I — Elektrotechnika ogólna, część II — Zapalanie, część III — Instalacja elektryczna.

W części I podane są elementarne wiadomości z elektrotechniki ogólnej, wyjaśniające czytelnikowi zasadnicze pojęcia i prawa dotyczące elektryczności oraz magnetyzmu. Ostatnie rozdziały części I zostały poświęcone maszynom elektrycznym i akumulatorom.

Część II zawiera opis budowy i działania urządzeń zapłonowych bateryjnych, iskrownikowych i mieszanych oraz wskazówki usuwania niedomagań zapłonu.

W części III zostały omówione prądnice i rozruszniki samochodowe, urządzenia oświetleniowe i sygnalizacyjne, oraz sieć przewodów. W rozdziale ostatnim przytoczono przykłady określania zapotrzebowania energii elektrycznej, zużywanej przez samochodowe urządzenia elektryczne w przeciętnych warunkach pracy pojazdu mechanicznego.

Ze względu na charakter książki, wydanej jako podręcznik dla szkół i oddziałów wojskowych, uważam za konieczne wykazanie szeregu usterek i nieścisłości.

1. Na str. 62 czytamy: „Niekiedy, przy większej ilości cylindrów silnika (przy 6 i więcej), są używane przerywacze z dwoma kowadełkami i młoteczkami".

Nieco zaś dalej: „W tych wypadkach tylko jedno z kowadełek jest połączone z masą, drugie zaś oraz oba młoteczki są od niej odizolowane, przy czym izolowane kowadełko jednej pary jest połączone z młoteczkiem drugiej pary".

W przypadku konstrukcji rozdzielacza zapłonu z dwoma przerywaczami, najczęściej stosuje się (np. firmy: Scintilla, Magneti Marelli) równoległe połączenie przerywaczy, pozwalające uzyskać duże wartości spółczynnika β[1]), charakteryzującego prace rozdzielacza.

Działanie dwóch przerywaczy połączonych równolegle, pracujących w rozdzielaczu zapłonu bateryjnego, jest następujące: przerwa w obwodzie pierwotnym cewki zapłonowej powstaje w chwili, gdy obydwa przerywacze są rozwarte, co przy trzech garbach nastąpi sześciokrotnie na jeden obrót wałka rozdzielacza. Owo jednoczesne rozwarcie styków wystąpi każdorazowo wtedy, gdy wodzik dźwigni jednego z przerywaczy posuwa się ku wierzchołkowi garbu (przed osiągnięciem wierzchołka), a równocześnie wodzik dźwigni drugiego przerywacza zsuwa się z następnego wierzchołka garbu (po osiągnięciu wierzchołka).

Ponieważ takich położeń przerywaczy może być sześć na jeden obrót wałka rozdzielacza, przeto uzyskamy sześciokrotne przerwanie obwodu pierwotnego cewki zapłonowej.

Proponowane powyżej przez autorów szeregowe połączenie dwóch przerywaczy, pracujących w obwodzie pierwotnym urządzenia zapłonowego, aczkolwiek możliwe do zastosowania, byłoby mało celowe, gdyż nie dałoby możności skrócenia czasu przerwy obwodu w stosunku do rozdzielaczy z jednym przerywaczem, a tylko pozwoliłoby na zmniejszenie wibracyj i zużycia styków przerywaczy.

Tymczasem w konstrukcji rozdzielacza zapłonu z dwoma przerywaczami dążymy właśnie do osiągnięcia możliwie krótkiego czasu przerwy obwodu pierwotnego cewki zapłonowej, by przez to natężenie prądu pierwotnego mogło osiągnąć wartość jak najbardziej zbliżoną do ustalonej.

2. Na str. 56 umieszczony jest krótki opis urządzenia zapłonowego przy zastosowaniu dwóch świec w każdym cylindrze silnika spalinowego. Opis ten może być zupełnie niezrozumiały dla wielu czytelników, zwłaszcza w zestawieniu z najczęściej spotykanym typem jednoiskrowej cewki samochodowej. Obieg prądu w obwodzie wtórnym, podany w omawianym opisie, dotyczący szeregowego połączenia dwóch świec, pracujących w każdym z cylindrów silnika spalinowego, jest możliwy tylko w przypadku zastosowania cewki dwuiskrowej specjalnej konstrukcji, co nie zostało zaznaczone.

Ponieważ w dwóch świecach zapłonowych, pracujących w jednym cylindrze i połączonych między sobą szeregowo, jednoczesne wyładowanie iskrowe występuje między elektrodami, znajdującymi się w sferze sprężonej mieszanki, więc napięcie przebicia dla każdej ze świec zachowuje swą normalną wartość, dlatego też cewka dwuiskrowa dla omawianych warunków pracy powinna być zaprojektowana na prawie podwójne napięcie wtórne[2]).

Należałoby poza tym wspomnieć o możliwości zastosowania urządzenia zapłonowego z dwiema cewkami jednoiskrowymi, z których każda poprzez przynależny rozdzielacz dostarcza energii zapłonu do jednej z dwóch świec poszczególnych cylindrów silnika. W tym przypadku współpracujące rozdzielacze muszą posiadać bieg synchroniczny.

Brak jest również nawet wzmianki, dotyczącej urządzeń zapłonowych z cewkami dwuiskrowymi, stosowanych do silników dwucylindrowych, pomimo, iż jeden z typów motocykli produkcji krajowej Sokół 1000) takie właśnie urządzenie posiada.

3. W przypadku stale powtarzającego się zanieczyszczania świecy zapłonowej smarem na skutek nieszczelności tłoka w cylindrze należy, według wskazówek podanych na str. 55 stosować jako doraźny środek zaradczy dodatkową przerwę iskrową długości 5 — 6 mm, tworząc ją pomiędzy odcinkami rozciętego przewodu zapłonowego, łączącego świecę z rozdzielaczem. Zadaniem tej przerwy ma być uniemożliwienie stopniowego przepływu energii elektrycznej przez oporność bocznikującą elektrody świecy (zanieczyszczenie izolatora świecy) do czasu wzrostu wtórnego napięcia do wartości, przy której nastąpi wyładowanie iskrowe.

W omawianym podręczniku nie zostało niestety wyraźnie zaznaczone, iż wymieniony środek zaradczy może być stosowany tylko w przeciągu krótkiego czasu, zaś przy pierwszej sposobności urządzenie zapłonowe powinno być doprowadzone do należytego stanu, bowiem dłuższe pozostawianie dodatkowej przerwy iskrowej 5—6 mm może niekorzystnie wpłynąć na stan izolacji obwodu wtórnego i przyczynić się do szybkiego uszkodzenia cewki zapłonowej[3]).

4. W rozdziale IV podane są wskazówki dotyczące postępowania w przypadku zanieczyszczenia

[1]) Dane dotyczące określenia i wartości spółczynnika β znajdują się na str. 21 — 22 mej pracy p. t. „Zarys teorii pracy cewki zapłonowej", odbitka z „Przeglądu Elektrotechnicznego" Nr 11—12 z 1937 r.

[2]) Porównaj Doc. Gałkin — Awtotraktornoje elektrooborudowanje, Leningrad, 1938, cz. II, str. 132.

[3]) Porównaj: Inż. Sacharow — Konstrukcja i razczot traktorow i awtomobilej, Moskwa, 1936, cz. 2, str. 21.

izolatora świecy zapłonowej produktami spalania smaru silnikowego. Na str. 55 czytamy: „W celu usunięcia tych błędów w działaniu świecy należy ją wykręcić, elektrody przepłukać benzyną i oczyścić szczotką drucianą".

Zalecenie używania szczotki drucianej do czyszczenia elektrod świecy zapłonowej należy uznać za niezbyt wskazane, gdyż szczotka nie nadaje się do usuwania zanieczyszczeń, znajdujących się w trudno dostępnych miejscach między izolatorem a korpusem świecy.

Według posiadanych przeze mnie wiadomości przodujące firmy zagraniczne zarzuciły stosowanie do tego celu szczotek i obecnie używają bądź piaskownic ze sprężonym powietrzem, bądź też dla celów podręcznych — specjalnych cienkich dłutek.

5. Szkoda, że omawiany podręcznik dla szkół i oddziałów wojskowych, który ukazał się w końcu 1938 roku, nie uwzględnia wymagań zawartych w rozporządzeniu Ministrów Komunikacji, Spraw Wewnętrznych i Spraw Wojskowych z dnia 27 października 1937 roku (Dz. U. R. P. Nr 85/1937, poz. 616), oraz polskiej normy elektrotechnicznej PNE/64 — 1937 p. t. Przewody samochodowe. Lampa tylna oświetlająca tylną tablicę rejestracyjną, zgodnie z cytowanym rozporządzeniem, powinna być zapalana i gaszona wspólnym wyłącznikiem ze światłami na przodzie pojazdu. Tymczasem na str. 139 omawianego podręcznika znajduje się nieaktualne już wymaganie stosowania osobnego wyłącznika lampy tylnej, umieszczonego tak, „aby żarówka nie mogła być zgaszona z siedzenia kierowcy".

Stosownie do tegoż rozporządzenia każdy pojazd mechaniczny powinien być zaopatrzony w dwa kierunkowskazy ze światłem czerwonym lub pomarańczowym, wystające w chwili działania na zewnątrz nadwozia w ten sposób, aby były widoczne z przodu i z tyłu pojazdu i zmieniały obrys wozu. Podręcznik natomiast na str. 142 wymienia prócz kierunkowskazów ramieniowych, spełniających wymienione wymagania, również kierunkowskazy w postaci tarczy szklanej z namalowaną na niej strzałką, które w chwili działania nie zmieniają obrysu pojazdu i dlatego nie mogą być używane.

Jeśli chodzi o elektryczne przewody samochodowe, to według polskiej normy PNE/64—1937 stosowane w pojazdach mechanicznych przewody niskiego napięcia są przewodami jednożyłowymi typu LGS, utworzonymi z ocynowanej żyły miedzianej, wykonanej w postaci linki, będącej w powłoce conajmniej dwuwarstwowej z gumy wulkanizowanej, owiniętej nagumowaną taśmą bawełnianą i otoczonej bawełnianym oplotem lakierowanym.

Tymczasem w omawianym podręczniku wspomniano na str. 143 o „przewodach wykonanych jako wielożyłowe" oraz o „przewodach z izolacją ceratową", których, wobec odmiennej budowy, niż przewiduje polska norma, stosować się nie powinno.

Przekroju żyły przewodu 40 mm², wymienionego na str. 143 oraz przekrojów 0,5 mm², 3 mm² i 3,8 mm² podanych na rys. 51 nie należy zalecać, gdyż nie przewidują ich normy elektrotechniczne.

Podobnie przewody zapłonowe typu ZS powinny według normy PNE 64 — 1937 posiadać średnicę zewnętrzną 7 ± 0,3 mm a nie 7 lub 9 mm jak wydrukowano na str. 52 podręcznika.

6. Na str. 58 i 61 podręcznika wspomniano, iż cewka zapłonowa posiada opornik z drutu nikielinowego, który ma za zadanie utrzymać możliwie stałe natężenie prądu płynącego w obwodzie pierwotnym urządzenia zapłonowego. Dodatkowa oporność rzeczywista włączona w szereg z uzwojeniem pierwotnym cewki zapłonowej w celu regulacji natężenia prądu w obwodzie niskiego napięcia, powinna być wykonana z materiału o dużym spółczynniku cieplnym oporności. Do tego celu bardziej odpowiednim materiałem, niż nikielina, był by raczej drut stalowy.

Poza tym należało zaznaczyć, iż istnieją konstrukcje cewek zapłonowych bez oporników regulacyjnych (np. firmy Magneti Marelli).

7. Na wspomnianym już rys. 51 jest oczywiście błędnie podany przekrój 3,8 mm² żyły przewodu łączącego rozrusznik samochodowy z baterią akumulatorów.

8. Gęstość elektrolitu samochodowych bateryj akumulatorów ołowiowych w stanie naładowanym wynosi zwykle 28° B, a niekiedy dochodzi do 32° B. Podana na str. 37 podręcznika gęstość elektrolitu 25° B dla baterii w stanie naładowanym odnosi się zapewne do bateryj stacyjnych a nie samochodowych.

9. Wartość prądu ładowania bateryj akumulatorów samochodowych, według danych znajdujących się na str. 34, „wynosi zwykle 3—5 amperów". W rzeczywistości zakres ten jest znacznie szerszy.

Ponadto w podręczniku jest szereg drobnych nieścisłości, jak np. nieodpowiednie oznaczanie żarówek samochodowych (str. 132), brak wzmianki o istnieniu bateryj akumulatorów w blokach ebonitowych (str. 33) i t. d.

Co do układu podręcznika, to wydaje się niesłusznym wydzielenie rozdziałów, traktujących o urządzeniach zapłonowych, z części zatytułowanej „Samochodowa instalacja elektryczna" w osobną część p. t. „Zapalanie".

Pod względem językowym książka napisana jest poprawnie, choć niemile brzmią takie zwroty, jak „porcelanka", „magneto", „włącznik - wyłącznik", „grube przewody" i t. p.

Nie mając zamiaru pomniejszać wartości omawianego podręcznika wyszczególniłem jego wady tylko w tym celu, aby przy następnym wydaniu opracowano go staranniej, ponieważ zyska na tym polska literatura techniczna tak bardzo uboga w wydawnictwa z tego zakresu.

*Inż. Stanisław Lubodziecki*

# Sprawozdanie ustępującego zarządu Koła Inżynierów Samochodowych S.I.M.P.

## za okres kadencji od czerwca 1937 roku do grudnia 1938

Ustępujący Zarząd Koła Inżynierów Samochodowych SIMP wybrany został na Walnym Zebraniu Koła w 9.VI. 1937 w składzie:

Prezes kol. Okołow,

Vice-prezesi: Kol. Grodecki i kol. Rytel,

Członkowie Zarządu: kol. Rościszewski, kol. Łapuszewski i kol. Stypułkowski,

Sekretarz: kol. Minchejmer.

Walne Zebranie Koła z czerwca 1937 roku, które pociągnęło za sobą zmianę Zarządu Koła, zwołane zostało w związku z ustąpieniem ze swego stanowiska ówczesnego prezesa Koła p. Dyr. J. Dąbrowskiego ze względu na wyjazd z Warszawy dla objęcia nowej placówki, a zadaniem wybranego wówczas Zarządu stało się wcielenie w życie obszernego programu działalności Koła, opracowanego i przygotowanego organizacyjnie przez poprzedni Zarząd.

Wymagane formalnie brzmieniem Regulaminu Walne Zebranie Koła w styczniu 1938 zwołane przez Zarząd nie zostało, ponieważ wybór Zarządu na Walnem Zebraniu 1937 roku nie miał charakteru tymczasowego — a półroczny okres pracy Zarządu był zbyt krótkim.

Działalność Koła w okresie sprawozdawczym oparta została na przewidzianych programem pracach Komisji i Sekcji i do tego układu dostosowane jest niniejsze sprawozdanie.

## 1. Dział organizacyjny

Wprowadzono wewnętrzne Deklaracje dla Członków Koła, mające na celu formalne zgłoszenie chęci należenia do Koła z zaznaczeniem Sekcji, w jakich zobowiązuje się pracować. Deklaracje te stanowią kartotekę Członków Koła, zawierającą informacje co do poziomu zainteresowań członków i ich pracy na terenie zawodowym i organizacyjnym.

W okresie sprawozdawczym liczba członków Koła wzrosła z 81 do 114.

Zarząd odbył ogółem 13 zebrań.

Koło nie prowadziło odrębnego sekretariatu, ani odrębnej działalności finansowej, korzystając z agend Zarządu Głównego i organów SIMP.

Na podstawie spostrzeżeń nad dotychczasowym przebiegiem i warunkami pracy Koła, Zarząd opracował projekt zmiany Regulaminu, mający na celu ściślejsze sprecyzowanie organizacji Koła, stosownie do stanowiska — jakie Koło zdołało sobie wytworzyć, oraz mający na celu usprawnienie prac Koła.

## 2. Praca Koła nad ogólnymi zagadnieniami motoryzacji

Praca Koła nad ogólnymi zagadnieniami motoryzacji wyraziła się przede wszystkim udziałem w Pierwszym Polskim Kongresie Inżynierów we Lwowie we wrześniu 1937 roku. Po szczegółowym rozpracowaniu materiału na kilku zebraniach rozszerzonego prezydium i Zarządu Koła, zgłoszone zostały na Kongres dwa referaty, poświęcone zagadnieniom motoryzacji Polski.

Motoryzacja objęta była programem obrad Sekcji V „Przemysłów Konstrukcyjnych", z poświęconych temu tematowi referatów — pierwszy kol. Dyr. A. Kręglewskiego — przedstawiał stan i możliwości obecnej krajowej produkcji samochodowej, a drugi — programowo ideowy — zakończony szeregiem wniosków, wskazujących drogę do właściwego rozwiązania spraw motoryzacji, wyrażał pogląd Koła Inżynierów Samochodowych na tę sprawę.

Wnioski Koła spotkały się z całkowitą aprobatą i posłużyły Prezydium Sekcji V Kongresu za podstawę do opracowania wraz z przedstawicielami K. I. S. wniosku motoryzacyjnego Sekcji V, zgłoszonego i uchwalonego na zebraniu Plenarnym Kongresu.

Wnioski motoryzacyjne Kongresu wraz z opracowanym przez Zarząd Koła memoriałem, obejmującym ich uzasadnienie i umotywowanie, zostały na początku roku 1938 oficjalnie wręczone przedstawicielom władz wojskowych w osobach gen. Sosnkowskiego, gen. Litwinowicza i śp. gen. Maxymowicza.

W pozostałym okresie Zarząd Koła ściśle śledził wszystkie ważniejsze przejawy w dziedzinie posunięć motoryzacyjnych, omawiając je obszernie na swych zebraniach i wyłonił Komisję Redakcyjną zbierającą materiały i precyzującą poglądy Koła w dziedzinie motoryzacji Kraju i obecnie jest w opracowaniu materiał, z którym Koło ma zamiar wystąpić na szerszym oficjalnym terenie.

Na zaproszenie Dowódcy Broni Pancernych, Zarząd Koła zgłosił swego przedstawiciela do Komitetu Redakcyjnego „Księgi pamiątkowej motoryzacji i Broni Pancernych w Polsce". Odbyło się już jedno zebranie tego Komitetu, w którym wziął udział przedstawiciel Koła.

W związku z artykułem wstępnym Nr 10 „Auta" z roku 1938, zawierającym obraźliwą napaść na dotychczasowy dorobek techniczny po polskiej wytwórczości samochodowej i pracy polskich inżynierów samochodowych, Zarząd Koła wystąpił w zdecydowanej formie do Automobilklubu Polski, uzyskując należyte wyjaśnienie i przeproszenie ze strony autora artykułu.

## 3. Udział w Zjeździe Inżynierów Mechaników Polskich

Koło Inżynierów Samochodowych SIMP wzięło udział w XI Zjeździe Inżynierów Mechaników Polskich, zgłaszając 3 referaty, dotyczące zagadnień namiastek w zakresie motoryzacji. Były to referaty kol. Chodaczyńskiego p.t. „Drewno jako zastępczy materiał konstrukcyjny w budowie samochodów" oraz „Węgiel jako materiał napędowy w trakcji samochodowej" i ref. kol. Tomczyńskiego „O syntetycznym kauczuku".

## 4. Działalność odczytowa

Począwszy od jesieni 1937 roku Koło rozwinęło systematyczną działalność odczytową, zgłaszając szereg odczytów o charakterze ogólniejszym na poniedziałkowe zebrania odczytowe — referatowe SIMP oraz organizując cykl specjalnych ściśle samochodowych referatów, wygłaszanych na środowych zebraniach odczytowych Koła.

Po przerwie wakacyjnej działalność odczytowa wznowiona została na jesieni roku 1938.

W okresie 1937/38 wygłoszonych zostało ogółem 10 odczytów, w tym 4 na zebraniach poniedziałkowych SIMP a 6 na zebraniach środowych Koła. Objęły następujące tematy:

kol. Obrębski: „Materiały w zastosowaniu do produkcji samochodowej", „Rozwiązania technologiczne i rozwiązania rysunkowe w biurach konstrukcyjnych", „Stale samochodowe";

kol. Michalski: „Nowoczesne metody badania mocy na kołach napędowych samochodu";

kol. prof. Lutze-Birk: „Ujemne fizykochemiczne procesy w cylindrach silników samochodowych oraz wnioski co do sposobu ich uniknięcia";

kol. Werner Jerzy: „Wrażenia z berlińskiego salonu samochodowego 1938 roku ze specjalnym uwzględnieniem działu wozów wojskowych";

kol. Rytel: „Rola licencji w przemyśle";

kol. Świerczewski: „Nowoczesne poglądy i metody wykonywania powierzchni o dużej dokładności wykończenia";

kol. Rościszewski: „Przeciągacze w zastosowaniu do produkcji samochodowej";

kol. Specht i kol. Kembliński: „Właściwości i metody produkcji żeliwa ciągliwego dla potrzeb przemysłu samochodowego".

Na rozpoczęcie sezonu odczytowego 1938/39 wygłoszony został referat kol. Obrębskiego: „Wielkość ziarna i jego kontrola w stalach do budowy pojazdów mechanicznych".

Z powodów od referentów i Zarządu Koła niezależnych kilka opracowanych już referatów nie mogło być wygłoszonych.

## 5. Działalność Komisji Naukowo-Badawczej i Normalizacyjnej

Komisja Naukowo - Badawcza rozpoczęła narazie swą pracę tylko w Sekcji Obliczeń Konstrukcyjnych i opracowała materiały do wydania norm obliczeniowych dla:

1. Łańcuchów rolkowych,
2. Łańcuchów rozrządu,
3. Przegubów kardanowych.

Samodzielnych prac badawczych Koło nie mogło podjąć wobec braku środków na własne urządzenia o obiekty badawcze.

Zarząd Koła zwrócił się do Polskiego Komitetu Normalizacyjnego ofiarowując współpracę koła w zakresie normalizacji samochodowej, wystąpienie to jednak nie znalazło oddźwięku na terenie P. K. N. za rok 1937/38 wykazuje nawet brak obsady stano-

wisk przewodniczącego i sekretarza Komisji Samochodowej P. K. N., Zarząd Koła ponownie wystąpił do P. K. N. podkreślając konieczność podjęcia działalności tak ważnej dla potrzeb przemysłu samochodowego komórki i jeszcze raz ofiarowując pomoc i współpracę Koła.

## 6. Działalność wydawnicza

Wobec tego, że oficjalna współpraca Koła inżynierów Samochodowych z Automobilklubem Polski w zakresie redagowania „Auta i Techniki Samochodowej" nie została nawiązana, Zarząd Koła w drugim półroczu 1937 roku utrzymując nadal nieoficjalną współpracę i opiekę nad działem technicznym „A.T.S." rozpoczął pierwsze kroki w kierunku podjęcia samodzielnej pracy wydawniczej, czego wyrazem stało się podjęcie wydawania „Biuletynu Technicznego, w którym zamieszczane były prace własne i tłomaczenia z bardziej wartościowych artykułów zagranicznej prasy technicznej, omawiających zagadnienia związane z budową samochodów.

„Biuletyn" wydawany był co miesiąc począwszy od czerwca 1937 i zawierał od 30 do 37 stron odbitych na powielaczu i rozsyłany był bezpłatnie do wszystkich członków Koła. Poza tym prowadzona była sprzedaż w cenie 50 gr za egzemplarz. Do końca roku 1937 ukazały się — 7 kolejnych numerów, które rozeszły się w ilości 1065 egzemplarzy. Nadwyżka wpływów z rozsprzedaży „Biuletynu" w sumie zł 60.—, przelana została następnie do kasy „Techniki Samochodowej".

Przeprowadzenie wydawnictwa „Biuletynu" umożliwione zostało dzięki bezinteresownemu poparciu ze strony członków Koła, którzy ofiarowali swą pracę w Komisji Redakcyjnej „Biuletynu" bądź też nadsyłali artykuły i tłomaczenia.

Wobec coraz bardziej dającej się odczuwać potrzeby stworzenia obszernego technicznego organu samochodowego i niemożność zrealizowania tego we współpracy z Automobilklubem Polski na łamach „A.T.S.", który coraz bardziej przyjmował postać czasopisma klubowego i sportowego, Zarząd Koła powziął decyzję podjęcia w roku 1938 samodzielnego wydawnictwa organu Koła jako miesięcznika „Technika Samochodowa". W związku z tym przerwane zostało dalsze wydawanie „Biuletynu". Z Automobilklubem Polski zostało ustalone, że jego organ powróci w roku 1938 do swego dawnego tytułu „Auto" oraz, że dotychczasowa współpraca Koła w zakresie jego redagowania zostanie zaniechana, co nie będzie wykluczało dalszej prywatnej współpracy z „Autem" członków Koła, o ile nastawienie organu A. P. nie będzie stało w wyraźnej sprzeczności z dążeniami i celami Koła.

Podjęte zostały starania o uzyskanie subsydiów dla prowadzenia wydawnictwa własnego organu Koła oraz, mające na celu ustalenie formy organizacyjnej wydawnictwa oraz powołania składu redakcji i Komitetu Redakcyjnego.

Wobec trudności jakie Zarząd Koła napotkał przy wstępnych pracach organizacyjnych wydawnictwa „Techniki Samochodowej" oraz początkowych trudności w uzyskaniu pieniędzy, pierwszy numer „Techniki Samochodowej" ukazał się dopiero w maju 1938 roku.

Szczegółowe sprawozdanie wydawnictwa „Techniki Samochodowej" zawarte jest w specjalnym sprawozdaniu redaktora.

Zarząd Koła stale ściśle współpracował z Redakcją: „Techniki Samochodowej", pomagając w uzyskaiwniu materiałów redakcyjnych przez rozsyłanie listów i wezwań do organizacji i przedsiębiorstw, których działalność związana jest z pomocniczą wytwórczością samochodową oraz współdziałając w organizacji Komitetu Wydawnictw SIMP, w ramach działalności którego zawarte zostało również i wydawnictwo organu Koła — „Techniki Samochodowej".

## 7. Współpraca Koła Inż. Samoch. z Grupą Motoryzacyjną przy Związku Przemysłowców Metalowych

Z ramienia Koła brało udział dwóch członków w osobach kolegów: Z. Rytla i W. Skuby w charakterze stałych delegatów w posiedzeniach Grupy Motoryzacyjnej przy Związku Przemysłowców Metalowych, poświęconych w pierwszym rzędzie omówieniu zwiększenia możliwości produkcyjnych i podniesienia poziomu technicznego krajowego samochodowego przemysłu pmocniczego. Omawiano przede wszystkim sprawę stałego referatu opracowującego podstawę stworzenia pomocy technicznej i finansowej odpowiednim gałęziom tego przemysłu.

## 8. Wycieczki do Berlina i do Lipska

W związku z Berlińskim Salonem Samochodowym i Targami Lipskimi w roku 1938 zorganizowane zostały przez Koło Inż. Sam. dwie wycieczki — jedna w okresie od 22 do 27 lutego 1938 r. do Berlina, i druga w okresie od 1 do 9 marca 1938 roku do Berlina i do Lipska.

W wycieczce Berlińskiej wzięło udział 22 uczestników, którzy prócz Salonu Samochodowego zwiedzili fabrykę samochodów Opla w Brandenburgu.

W drugiej wycieczce wzięło udział 7-u uczestników. Zwiedzili oni Salon Samochodowy w Berlinie i Targi Lipskie.

## 9. Kursy

Przez Koło Inż. Sam. zorganizowany został na jesieni 1937 roku kurs prowadzenia samochodu dla członków Koła i ich rodzin, dostępny również dla pracowników P. Z. Inż.

Kurs obejmował 13 godzin szkolenia teoretycznego i 12 jazdy samochodem.

Wykłady z budowy samochodów i przepisów ruchu prowadzili członkowie Koła Inż. Sam. Przeciętna frekwencja na wykładach wynosiła 22 osoby.

Egzaminy na prawo jazdy odbywały się w kilku grupach. Ogółem na 45 osób zapisanych, 39 osób uzyskało na jesieni 1937 roku — prawa jazdy.

Wobec braku chętnych podobny kurs w roku 1938 podejmowany nie był.

## 10. Udział w Raidach Samochodowych Automobilklubu Polski

Na zaproszenie Automobilklubu Polski kilku członków Koła Inżynierów Samochodowych brało udział w Raidach Samochodowych roku 1937 i 1938 w charakterze członków Komisji Technicznej oraz kontrolerów, mając możność zapoznania się z pracą w warunkach raidowych samochodów różnych marek i rozmaitych klas oraz z ich przydatnością do różnych warunków drogowych, spotykanych w naszym kraju.

# Z TECHNICZNEJ PRASY ZAGRANICZNEJ

## Wysokoprężne szybkobieżne silniki samochodowe

Znany konstruktor P. M. Heldt podał w w sierpniowym numerze 1938 r. *Automotive Industries* spis najnowszych silników wysokoprężnych zastosowanych w samochodach.

W krajach europejskich, głównie w Niemczech, różnica ceny paliw ciężkich w stosunku do paliw lekkich przyczyniła się do wielkiego rozwoju i szerokiego zastosowania silników wysokoprężnych. Znalazły one zastosowanie przede wszystkim w wozach ciężarowych. Od zastosowania tego rodzaju silnika, o pojemności 2 do 2,5 ltr, do wozów lekkich w znacznej mierze powstrzymuje jego cena, która to wpływa na ogólną cenę wozu. Cena silnika wysokoprężnego, ze względu na stosowanie pompki paliwowej i wtryskiwaczy, które z reguły są drogie, nie zmniejsza się proporcjonalnie do malenia mocy, lecz utrzymuje się stale na pewnej wysokości.

Zastosowanie silnika wysokoprężnego do luksusowych wozów osobowych nie ma takiego znaczenia jak w wozach osobowych, służących do celów zarobkowych (taksówki).

Kilka przedsiębiorstw europejskich zbudowało małe silniki wysokoprężne, których zasadnicze dane przytaczamy poniżej:

*Silniki wysokoprężne do wozów osobowych.*

| Firma | Sil. cyl. | Pojemność w $cm^3$ | Moc siln. | Obroty | Ciężar w kg na 1 KM |
|---|---|---|---|---|---|
| Citroen | 4 | 1750 | 40 KM | u = 3500 | 5,03 |
| Hanomag | 4 | 1900 | 32 KM | u = 3000 | — |
| Junkers | 3 | 5450 | 120 KM | u = 1500 | 6,2 |
| Mercedes | 4 | 2540 | 45 KM | u = 2800 | 7,03 |
| Saurer | 4 | 2410 | 43 KM | u = 2500 | 6,2 |
| „ | 4 | 2820 | 50 KM | u = 2500 | 5,68 |
| „ | 6 | 3620 | 75 KM | u = 3000 | 4,43 |
| „ | 6 | 4275 | 88 KM | u = 3000 | 3,9 |

Przedsiębiorstwa francuskie i angielskie podały następujące dane o swoich produktach:

Najlepszy silnik wysokoprężny firmy Gardner daje moc 16,48 KM z 1 ltr pojemności. Jedenaście typów ma ponad 12,15 KM z 1 ltr pojem., podczas gdy ogólnie biorąc wynosi ona 10 KM z 1 ltr pojemności silnika.

Przeciętny stosunek sprężania angielskich silników wynosi 16:1 przy odpowiednim maksymalnym ciśnieniu 55 kg/$cm^2$. Średnio ciężar silników wynosi 10,4 kg/KM. Największe ciśnienie średnie podanych silników wynosi 8,4 kg/$cm^2$ (odnosi się ono jednak do silnika z doładowaniem); przeciętne ciśnienie średnie dla pozostałych silników wynosi 5,95 kg/$cm^2$.

Z pomiędzy 180 typów europejskich silników wysokoprężnych 59 ma wtrysk bezpośredni, 53 — komorę wstępną, 49 — komorę wirową, a 19 — zasobnik powietrza.

Silniki angielskie są przeważnie z komorą wirową, w niemieckich spotykamy często komorę wstępną. W ogólności jednak ścisłej granicy pomiędzy poszczególnymi systemami nie można ustalić. Na przykład silniki Saurera mają dużą komorę wirową w tłoku, przy jednoczesnym wtrysku bezpośrednim.

Z wyjątkiem silników Junkersa wszystkie silniki są czterousuwowe. Dwuusuwowe stosowane są bowiem tylko w lotnictwie.

Prawie wszystkie francuskie silniki wysokoprężne wykonywane są na podstawie licencji zagranicznych. Bernard, Latil i Delahaye pracują na angielskiej licencji Gardner-Motor. Rochet-Schneider opiera się na Oberhänsli (Szwajcaria); CLM (Comptoir Lillois des Moteurs) ma licencję Junkersa, a Renault, Berliet i Citröen — Ricardo. Firma Wileme buduje silniki Deutz, a Unic — Deimler-Benz.

Z wyjątkiem licencji Junkersa, są to silniki czterosuwowe, z których silniki CLM są najlżejsze, gdyż silnik 90 KM przy 3000 obr/min łącznie z kołem zamachowym i instalacją eletkryczną waży 3,5 kg na 1 KM. Przyczym gdzie można stosowano stopy lekkie.

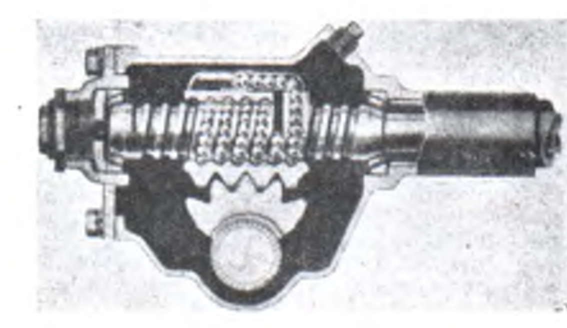
Interesujące jest porównanie silników dwu i czterosuwowych. Krupp w Essen buduje silnik trzy cylindrowy (dwusuw) Junkersa i czterosuw własnej konstrukcji. Oba te silniki mają jednakową pojemność 4,25 l. Podczas gdy czterosuw przy 2200 obr/min daje 50 KM, dwusuw przy 1500 obr/min daje 85 KM. Średnie ciśnienie pierwszego wynosi 6,32 kg/$cm^2$, a druyiego 7,35 kg/$cm^2$. Dwusuw jest wykonany z doładowaniem.

Pomimo że dwusuw daje moc o 70% większą jednak ciężar jednostkowy obu tych silników różni się od siebie nieznacznie: dla dwusuwu wynosi 9,05 kg/KM, dla czterosuwu zaś 8,25 kg/KM. *(ATZ Nr 24 z 1938 r.).*

## Nowa kulkowo-śrubowa przekładnia kierownicy

Szereg wozów wyprodukowanych przez General-Motors Co w 1938 r. był zaopatrzony w przekładnię mechanizmu kierowniczego, odznaczającą się zastosowaniem kulek stalowych jako czynnika zmniejszającego tarcie.

Kolumna kierownicy posiadająca na górnym końcu koło kierownicze, połączona jest w dolnym końcu z częścią zaopatrzoną w linię śrubową w postaci szlifowanego wgłębienia półkulistego. „Nakrętka", przesuwająca się wskutek obrotu części nazwojowanej ma również wewnątrz analogiczną linię śrubową o podobnym przekroju. Po zmontowaniu linie śrubowe obu części stanowią zamknięty kanalik, który zostaje zapełniony stalowymi kulkami. Przy przesuwie nakrętki po śrubie kulki te toczą się w kanaliku zamieniając tarcie na toczenie, co daje sprawność mechanizmu około 0,98. Kulki te mogą przebiegać z jednego końca „nakrętki" na drugi, jak widać na rys. W tym celu zastosowany jest przewód łączący w „nakrętce", tak że tworzy się zamknięty szereg kulek. Przesuw „nakrętki" wzdłuż śruby spowodowany przez obrót koła kierownicy powoduje przesuw zębatki, skłaniając do obrotu koło zębate a z nim ramię kierownicze. Zębatka na nakrętce jest nieco pochy-



lona, co w połączeniu z kołem zębatym daje możność regulacji w szerszych granicach.

Na pierwszy rzut oka zdawałoby się że kulki osłabiają przekładnię kierownicy pod względem wytrzymałościowym, w porównaniu jednak z przekładnią globoidalną, gdzie ślimak podparty jest łożyskiem kulkowym o znaczeniu mniejszej ilości kulek i po przeprowadzeniu odpowiednich doświadczeń ustalono, że trwałość tej przekładni jest więcej niż dwukrotnie większa. Również ze względu na wysoką sprawność przekładnia ta okazuje się lepszą w użyciu. Szlifowanie kanalików śrubowych ma na celu polepszenie torów kulek. W wypadku pęknięcia którejś z kulek, przesuw kulek zostaje zahamowany; przesuw „nakrętki" odbywa się wtedy ze zwiększonym oporem co jednak nie przeszkadza w dalszej pracy mechanizmu i nie grozi żadnym zakłóceniem bezpieczeństwa jazdy. Przy dobrym jednak wykończeniu raczej ząb może się wykruszyć niż kulka ulec jakiemuś uszkodzeniu.

## Badania nad przydatnością ognioodpornych materiałów do silników spalinowych

Autorzy rozważali możliwość zastosowania materiałów ognioodpornych na łopatki turbin spalinowych. Przyjmując dopuszczalny czas pracy łopatek na 300 godz. szukali oni wartości obciążenia, wywołującego wyciągnięcie materiału o 1% pierwotnej długości po 300 godz. Skład badanych materiałów w kolejności otrzymanych obciążeń i stosunek obciążenia oznaczonego do cięż. właściwego zestawiono poniżej:

Korzyść dodatku To wynika z porównania stali 1 i 2 jakkolwiek zwiększenie Cr zaciera jasność obrazu. Stal manganowa 17 nie ustępuje niemal stali 2. Stal manganowa jednak jednak łatwiej się pokrywa zgorzeliną.

*F. Bolleurath, H. Cornelius i W. Bungardt, Metallwirtschaft 17 (1938). Nr 28 str. 755/7.* K.

| Nr mat. | % C | % Si | % Mn | % Cr | % Ni | % W | % Mo | % V | % Co | % Ti | % Ta+Nb | Obciążenie wydłużające $R_{300}$ 0,1 w kg/mm² | | | stosunek $R_{300}/7$ | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | | | 600° C | 650° C | 700° C | 600° | 650° | 700° C |
| 24 | 0,0/0,02 | 0,5 | 0,6 | 10/18 | 25/40 | 0 8 | 0/8 | | 20/35 | 0/3 | 2/8 | 42/45 | — | — | 5 01 | — | — |
| 22 | — | — | — | — | | — | — | | — | — | — | 38 | — | — | 4,53 | — | — |
| 18 | 0,45 | 0,93 | 0,75 | 27.4 | | 30,1 | | | — | 1,88 | — | 38 | 24 | — | 5,10 | — | — |
| 9 | 0,10 | — | — | 17,6 | | 15,2 | — | 2,2 | — | — | Cu =1,8% | 30,5 | >18,5 | — | 4.00 | >2,42 | — |
| 11 | 0,16 | 0,87 | 0,72 | 17,6 | | 9,1 | — | 0.1 | — | — | 1 3 | 28 29 | ~18 | — | 3 72 | ~2 35 | — |
| 4 | 0,24 | 2,00 | 1,53 | 18,0 | | 26,0 | 10,8 | — | — | — | — | — | — | 14,0 | | — | 1 73 |
| 10 | 0,10 | 0,30 | 0 70 | 19,3 | | 10,3 | 0,58 | — | — | — | 1,35 | 25/26 | ~20 | — | 3.30 | ~2,58 | — |
| 2 | 0,28 | 1,60 | 1,61 | 21.0 | | 14,3 | 3,20 | — | — | 1,24 | — | 25 | >18.5 | — | 3,26 | >2,42 | — |
| 8 | 0,31 | 1,60 | 1,04 | 13.0 | | 10,1 | — | 7 1 | — | — | — | 24.2 | — | 11,0 | 3,13 | — | 1,43 |
| 14 | 0,95 | 1.63 | 0,74 | 15,1 | | 12,8 | 2.45 | 0,10 | — | — | — | 24,0 | 14.0 | 10.0 | 3,14 | 1,83 | 1,32 |
| 17 | 0,25 | 0,38 | 12,60 | 12,30 | | 2.2 | — | 8.9 | — | — | — | 23 0 | — | — | 2 99 | — | — |
| 12 | 0,09 | 2,76 | 3.82 | 11,9 | | 59,3 | 9,30 | — | — | — | — | >21 | — | 8 0 | >2,54 | — | 0,97 |
| 5 | 0,17 | 2,12 | 1.35 | 19,3 | | 27,1 | 11,2 | — | — | — | — | 20,6 | 13 5 | — | 2,54 | 1 66 | — |
| 7 | 0 25 | 0,90 | 1,73 | 19,2 | | 24 9 | 6,6 | — | — | — | 1 77 | 20,5 | 16,5 | | 2,54 | 2,05 | — |
| 1 | 0,38 | 1,84 | 0,52 | 14,8 | | 12,9 | 2,53 | 0,23 | — | — | — | 20 3 | 14,4 | — | 2 64 | 1,89 | — |

*Allgemeine Automobilzeitung Nr 1 z 1939* zawiera m. in. artykuły:
- Die Auto-Austellung in Berlin,
- Der Zündverteiler mit dem Unterbrecher,
- Nr 2 zaś — XVIII Rallye Monte Carlo.

*Automobiltechnische Zeitschrift z dn. 25 grudnia 1938 Nr 24)* zamieszcza:
R. Mundta — die Entwicklung der Kurbelwellen, lagerungen mit Wälzlagern bei Stationären Dieselmaschinen oraz pracę: Schnellaufende Dieselmotoren für Kraftfahrzeuge, Ersatzkraftstoffe in Frankreich w Nr 1 tegoż czasopisma z 1939 roku zamieszczone są: Reifenabnutzung bei Mehrachsantrieb przez E. A. Wedemeyera oraz die Flugzeuge der 16 Pariser Luftfahrtausstellung 1938 r. przez R. Eisenlohra.

*Die Kraftfahrkampftruppe Nr 12 z 1938* zawiera m. i.
- Neuorganisation in der Motorisierung von Wehrmacht und Wirtschaft,
- Kraftfahrzeuge der Wirtschaft im Dienste der Landesverteidigung.

*Motor Nr 1 z 1939 r.* zamieszcza:
- A. E. Thiemann — Die Ursachen der Verkehrsumfälle in Statistisch-Wissenschaftlicher Beleuchtung,
- G. Miesen — Aristokratie und Stromlinie (Englische Karosserien sehen uns an!),
- J. Fischer, — Der neue Hanomag 32 PS, 1,3 Liter,
- H. Arnst — Kraftstoffnormverbrauch,
- E. Mayer — Lidd-Fortschritte auf dem Gebiete der Werkzeugmaschinen für den Kraftfahrzeugbau.

*Motorkritik zamieszcza: w Nr 1 z 1939 r.*
J. Fischer: Normung-Typung-Sonderung — Die Kraftfahrzeugindustrie am Wendepunkt,
R. Meyer: Motorbremse für Zweitaktmotoren,
w Nr 2: Erste Begegnung mit den 1.3 Liter Hanomag,
Dans neue Chevrolet „Cab over engine". Chassis,
w Nr 3:
F. Wittekind — Brüsseler Automobil Salon.

*Neue Kraftfahrer Zeitung zawiera w Nr 1 z 1939 r.:* Entlüftung der Einspritzausrüstung bei Dieselmotoren, Kraftfahrzeuggetriebe przez B. Vekerta Der Luftgekühlte Arguszwölfzylinder „As 410“. Nr 2 tegoż czasopisma zawiera: Eine Lektion „Stromlinie“, Rahmenbau Rahmen-Arbeiten, ciąg dalszy pracy Veherta — Kraftfahrzeuggetriebe, W Nr 3 znajduje się ciąg dalszy pracy Rahmen-Bau, Art. Ein neuer Hanomag, w Nr 4: Zweitakter mit Drehschiebereinlass, Schlauch-Schutzmittel — wie lange noch? oraz Prüfmotor zur Klopfwertbestimmung von Leichtkraftstoffen.

*V. D. J. — Nr 1 z 1939 r.* zawiera artykuł: Prüfung und Benutzung der flüssigen Kraftstoffe.

*La vie automobile z dn. 25.12. 1938 ,Nr 1152)* zawiera: Quelques details des voitures americaines de 1939. Le Salon de l'Automobile de New York.

*Army Ordnance Nr 112 (styczeń, luty 1939)* zamieszcza:
Malin Oraing — The Military Establishment, J. K. Christmas — Manufacture of High — Speed Tanks.

*Automotive Industries z d. 24 grudnia 1938 — (Nr 26)* zawiera:
W. F. Brandley — International Parade of Aero Engines.

*SAE Journal ze stycznia 1939 r.* zawiera:
H. A. Hicks i G. H. Parker — Harthness in the Automobile,
U. B. Bray, C. C. Moore i in. — Improvements in Diesel — Engine Lubricating Oils,
E. S. Ewart-Tire-Design Factors Influencing Control of Vibration.

*The Machinist Nr 46 z grudnia 1938 r.* zawiera: Progress in Automobile Mainteronce.

*Awtotraktornoje dieło Ćr 10 z 1938* zawiera:
A. Kryłow — Nowoje w technologii awtouzawoda im. Stalina, M. Borisow — gazogeneratornyj Awtomobil Z. I. S.-21, P. Smietannikow — Stepv Konstruirowanja dieselmotora Z. I. S. D-7, Nr 11 — Kurow — 20 let awtomobilnoj promyszlenosti ZSSR.
Akrytow — karbiurator M K Z — 6, Kołosow i Leibson — Ispytanje dwigatiela Mgg — 23 na generatornom i świetilnom gazach.

# KOMUNIKAT

## Powstanie Sekcji Samochodowej przy Kole Mechaników i Elektryków studentów Politechniki Lwowskiej

W związku z powstaniem nowej placówki krzewienia zainteresowań i wiedzy samochodowej otrzymaliśmy następujący komunikat:

W kole Mechaników i Elektryków Studentów Politechniki Lwowskiej powstała Sekcja Samochodowa. Pierwsze zebranie zaszczycili swoją obecnością Prof. W. Rubczyński, wykładowca budowy samochodów, prezydium Koła Mech i El. SPL, oraz nowozapisani członkowie.

Pierwsze zebranie Sekcji otworzył prezes Koła Mech. i El. kol. Kazimierz Lasko, poczym oddał głos inicjatorowi i przewodniczącemu Sekcji kol. Jerzemu Czerepowickiemu, który przedstawił zebranym całokształt programu pracy Sekcji. Celem Sekcji Samochodowej jest praca naukowa, dokształceniowa i specjalna w dziale samochodowym; praca ta przyjmie formę cotygodniowych, półtorgodzinnych zebrań, na których wygłaszane będą referaty, czyniony będzie przegląd bieżącej prasy technicznej, oraz aktualności samochodowych. Poza tym w programie są prace specjalne, które mogą się z czasem wyłonić. Koło Mechaników i Elektryków bardzo przychylnie ustosunkowane do tych zamierzeń, tworzy dla Sekcji Samochodowej, bibliotekę, składającą się ze wszystkich zasadniczych czasopism technicznych samochodowych. Poza tym biblioteka będzie posiadała książki i katalogi. Sprężysta działalność Sekcji będzie zapewniona dzięki ofiarności, dużej chęci do pracy członków Sekcji, oraz w formie organizacyjnej, która czyni członkami rzeczywistymi tych, którzy podejmują się systematycznego uczęszczania na zebrania oraz przygotowania referatu. Za formą tą wypowiedziała się przeważająca większość członków Sekcji. Fakt zorganizowania się i podjęcia prac przez grupę studentów Politechniki Lwowskiej, specjalizujących się w technice samochodowej, został przyjęty z dużym zainteresowaniem i uznaniem.

Fakt powstania Sekcji Samochodowej w Kole Mechaników i Elektryków SPL witamy ze szczerą radością, życząc Organizatorom i Współpracownikom osiągnięcia jak najpomyślniejszych wyników w podjętych zadaniach.

*Redakcja.*

**CENY OGŁOSZEŃ:**

1 str. — zł 300.—
½ str. — zł 165.—
¼ str. — zł 90.—
⅛ str. — zł 45.—
1/16 str. — zł 25.—

Za II i III str. okładki 50% dopłaty.
Za I i IV str. okładki 100% dopłaty.
Za ogłoszenie o poszukiwaniu pracy 1/16 str. — zł 8.—

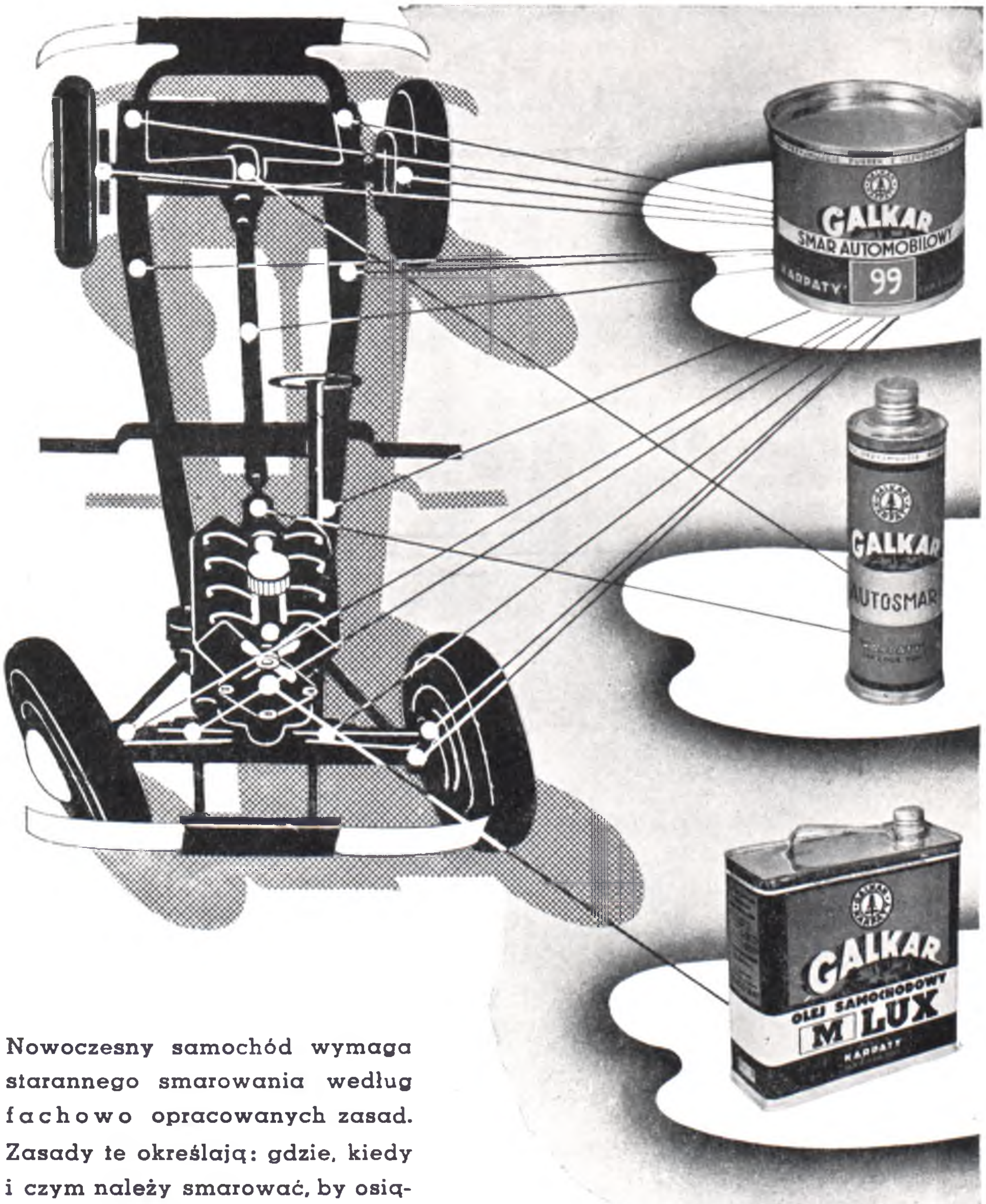
Przy ogłoszeniach wielokrotnych rabat:
5% przy 3 krotnym
10% „ 6 krotnym
15% „ 12 krotnym
20% „ 24 krotnym

**Warunki przedpłaty: Rocznie — 10 zł, półrocznie — 5 zł.**

Przedpłatę należy wpłacać do PKO na konto nr 22505 — „Technika Samochodowa“ lub pocztowymi „Przekazami Rozrachunkowymi“, w cenie 1 grosz za sztukę bez dodatkowych opłat manipulacyjnych.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA „TECHNIKI SAMOCHODOWEJ“ WARSZAWA, AL. JEROZOLIMSKA 8 M. 13
czynna codziennie od godz. 9 — 16 oraz we wtorki i piątki od godz. 18 — 20.
Rachunki regulowane są we środy i soboty w godz. urzędowych. Telef. 281-85.

165 — Zakłady Drukarskie W Piekarniaka, Warszawa, Okólnik 10, tel. 644-59 i 592-40.




Nowoczesny samochód wymaga starannego smarowania według fachowo opracowanych zasad. Zasady te określają: gdzie, kiedy i czym należy smarować, by osiągnąć maksimum ekonomii pracy i konserwacji części trących.

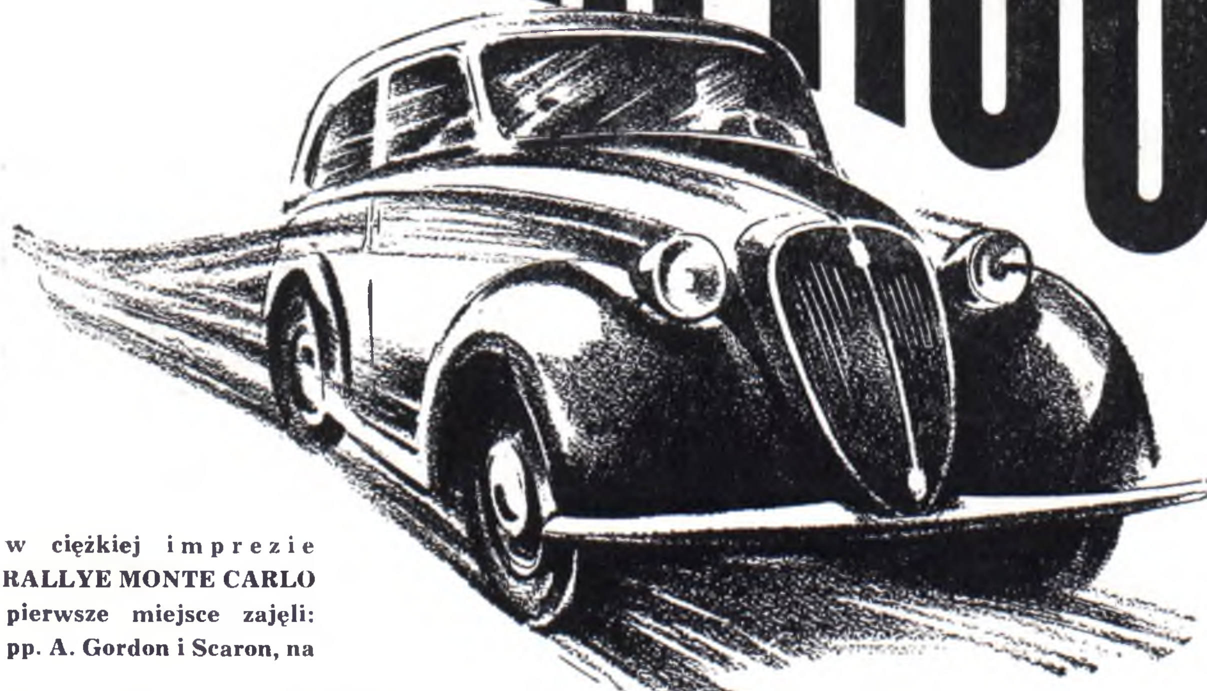
Smary GALKAR i oleje samochodowe GALKAR-LUX odpowiadają przepisom czołowych wytwórni motorów i dzięki swym zaletom zaspokajają wymagania kierowców

# RALLYE MONTE CARLO 1939

# PIERWSZY

# FIAT 1100

przed licznymi samochodami światowych marek, startującymi w kategorii do 1500 ccm



w ciężkiej imprezie **RALLYE MONTE CARLO** pierwsze miejsce zajęli: pp. A. Gordon i Scaron, na

## FIAT 1100

startując w kategorii wozów o znacznie większej pojemności silnika do 1500 ccm.